



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE  
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN  
GENERADOR DE HIELO TUBULAR PARA  
LABORATORIO”**

**GUAPULEMA MAYGUALEMA ROCÍO PAOLA  
JÁCOME DOMÍNGUEZ EDWIN ÁNGEL**

**TESIS DE GRADO**

Previa a la obtención del Título de:  
**INGENIERO MECÁNICO**

**RIOBAMBA – ECUADOR**

**2013**

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2012-12-13

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**GUAPULEMA MAYGUALEMA ROCÍO PAOLA**

---

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN GENERADOR DE HIELO TUBULAR  
PARA LABORATORIO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

---

Ing. Geovanny Novillo A.  
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Ramiro Valenzuela  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Jorge Lema  
ASESOR DE TESIS

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** GUAPULEMA MAYGUALEMA ROCÍO PAOLA  
**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN GENERADOR  
DE HIELO TUBULAR PARA LABORATORIO”

**Fecha de Examinación:** 2013-07-12

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Ramiro Valenzuela (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Jorge Lema (ASESOR)			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

**ESPOCH**

Facultad de Mecánica

---

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS**

---

2012-12-13

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

**JÁCOME DOMÍNGUEZ EDWIN ÁNGEL**

---

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN GENERADOR DE HIELO TUBULAR  
PARA LABORATORIO”**

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

---

Ing. Geovanny Novillo A.  
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

---

Ing. Ramiro Valenzuela  
DIRECTOR DE TESIS

---

Ing. Jorge Lema  
ASESOR DE TESIS

# ESPOCH

Facultad de Mecánica

---

## CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

---

**NOMBRE DEL ESTUDIANTE:** JÁCOME DOMÍNGUEZ EDWIN ÁNGEL  
**TÍTULO DE LA TESIS:** “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN GENERADOR  
DE HIELO TUBULAR PARA LABORATORIO”

**Fecha de Examinación:** 2013-07-12

**RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:**

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Telmo Moreno (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Ramiro Valenzuela (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Jorge Lema (ASESOR)			

\* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

**RECOMENDACIONES:** \_\_\_\_\_

---

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

---

f) Presidente del Tribunal

## **DERECHOS DE AUTORÍA**

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teórico - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

---

f) Rocío Paola Guapulema Maygualema

---

f) Edwin Ángel Jácome Domínguez

## **DEDICATORIA**

A Dios por ser mi guía, ser esa luz, fuerza y fortaleza que me impulsa cada día a luchar por mis ideales y cumplir cada una de las metas que me he propuesto. A mis padres Fabiola y Jaime porque creyeron en mí, porque me brindaron amor, por sus palabras de aliento, por ser ejemplo de superación: a ustedes les debo el ver ahora alcanzado este logro, gracias a sus palabras de aliento pude afrontar las dificultades que se me han presentado en el camino. A mis hermanos Geovanny, Fernando (+), Lesly y Jostin quienes siempre me han acompañado y me han brindado su apoyo en los buenos y malos momentos.

En fin a todos mis familiares y amigos quienes me han apoyado de una u otra manera y me han sabido acompañar en esta etapa de mi vida.

**Rocío Guapulema Maygualema**

A Dios, quien guía cada paso de mi vida, por darme salud, inteligencia y fortaleza para alcanzar las metas que me propongo. A mis padres, Ximena y Ángel, que me apoyaron y confiaron en mí en todo momento; espero de todo corazón estén orgullosos de mí, este triunfo es de ustedes. A mis hermanos, Juan y María, quienes con sus muestras de cariño llenan mi vida de felicidad y me ayudan a ser una mejor persona.

Finalmente, hago participe de este logro a todos mis familiares y amigos que me brindaron su apoyo y recorrieron junto a mí esta parte de mi vida.

**Edwin Jácome Domínguez**

## **AGRADECIMIENTO**

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Al Ing. Ramiro Valenzuela y al Ing. Jorge Lema quienes guiaron el desarrollo de la presente tesis.

A los docentes de la escuela de Ingeniería Mecánica no solo por su aporte en nuestra formación académica, sino también por sus enseñanzas de vida.

A nuestros padres quienes nos apoyaron en todo momento emocional y económicamente durante todo este proceso de formación como profesionales.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

**Rocío Guapulema Maygualema**

**Edwin Jácome Domínguez**



## CONTENIDO

<b>1.</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b>	
1.1	Antecedentes	1
1.2	Justificación	1
1.3	Objetivos	2
1.3.1	<i>Objetivo general</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos</i>	2
<b>2.</b>	<b>MARCO TEÓRICO</b>	
2.1	Hielo producción y aplicaciones	3
2.1.1	<i>Introducción</i>	3
2.2	Generador de hielo	4
2.2.1	<i>Definición</i>	4
2.2.2	<i>Subsistemas principales</i>	4
2.3	Tipos de generadores de hielo	5
2.3.1	<i>Hielo en bloques</i>	5
2.3.2	<i>Hielo en bloques de fabricación rápida</i>	5
2.3.3	<i>Hielo en escamas</i>	6
2.3.4	<i>Hielo en tubos</i>	6
2.3.5	<i>Hielo en placas</i>	6
2.3.6	<i>Hielo fundente</i>	6
2.4	Generador de hielo con disposición de tubería vertical	7
2.5	Generador de hielo con disposición de tubería horizontal	8
2.5.1	<i>Aplicación</i>	9
2.5.2	<i>Ventajas</i>	9
2.5.3	<i>Diseño y dimensiones</i>	9
2.5.4	<i>Funcionamiento</i>	9
2.6	Conceptos de transferencia de calor	10
2.6.1	<i>Conducción de calor</i>	10
2.6.1.1	<i>Conducción en una pared plana</i>	11
2.6.1.2	<i>Conducción en una pared cilíndrica</i>	12
2.6.2	<i>Fundamentos de la convección</i>	13
2.6.3	<i>Coefficiente de transferencia de calor por convección</i>	14
2.6.4	<i>Número de Nusselt</i>	15
2.6.5	<i>Número de Prandtl</i>	15
2.6.6	<i>Número de Reynolds</i>	16
2.6.7	<i>Número de Grashof</i>	17
2.6.8	<i>Número de Rayleigh</i>	18
2.6.9	<i>Relaciones empíricas para la transferencia de calor</i>	19
2.6.9.1	<i>Convección forzada en superficies interiores</i>	19
2.6.9.2	<i>Convección natural sobre superficies exteriores</i>	23
2.6.10	<i>Transferencia de calor en ebullición</i>	26
2.6.10.1	<i>Ebullición forzada</i>	26
2.6.10.2	<i>Convección por ebullición forzada en tubos estudios en tubos horizontales y verticales</i>	27
2.6.10.3	<i>Correlación de Kandlikar</i>	29
2.6.11	<i>Coefficiente global de transferencia de calor</i>	32
2.6.12	<i>Método de la diferencia de la temperatura media logarítmica</i>	35
2.6.13	<i>Calor latente</i>	36
2.7	Adquisición de datos	36
2.7.1	<i>Elementos del sistema de adquisición de datos</i>	37
2.7.2	<i>Adquisición de datos con LABVIEW</i>	39

<b>3.</b>	<b>PROYECCIÓN Y DISEÑO</b>	
3.1	Definición del problema	40
3.2	Alternativas de solución	40
3.2.1	<i>Generador de hielo tubular con disposición vertical de tubería</i>	40
3.2.2	<i>Generador de hielo tubular con disposición horizontal de tubería</i>	41
3.3	Selección mejor alternativa	41
3.4	Selección del refrigerante de trabajo	42
3.5	Proyección para el diseño	43
3.6	Cálculo de espesor de aislante	43
3.6.1	<i>Convección libre - aire exterior</i>	44
3.6.1.1	<i>Convección libre - agua</i>	46
3.7	Cálculo de la carga térmica	49
3.7.1	<i>Flujo de calor al ambiente</i>	50
3.8	Ciclo para el sistema de refrigeración	55
3.8.1	<i>Ciclo ideal</i>	55
3.8.2	<i>Cálculo del coeficiente de performance teórico</i>	56
3.8.3	<i>Cálculo del coeficiente de performance real</i>	59
3.8.4	<i>Flujo másico del refrigerante</i>	63
3.9	Cálculos de transferencia de calor.	63
3.9.1	<i>Convección forzada refrigerante</i>	63
3.9.2	<i>Convección forzada agua</i>	67
3.9.3	<i>Convección libre agua</i>	77
3.10	Selección de los elementos para la unidad frigorífica.	83
3.10.1	<i>Selección de la unidad condensadora</i>	83
3.10.2	<i>Selección de la válvula de expansión</i>	84
3.10.3	<i>Selección del filtro secador</i>	90
3.10.4	<i>Visor de líquidos</i>	91
3.10.5	<i>Selección de válvula solenoide</i>	94
3.10.5.1	<i>Aplicaciones de las válvulas solenoide</i>	94
3.11	Cálculo del diámetro de las tuberías del sistema del refrigerante	96
3.11.1	<i>Cálculos de tubería de succión</i>	96
3.11.2	<i>Cálculos de tubería de descarga</i>	97
3.12	Proyección para el diseño del evaporador	98
3.12.1	<i>Problemáticas en el diseño del evaporador</i>	98
3.12.2	<i>Características necesarias en un evaporador</i>	98
3.13	Diseño del evaporador	99
3.13.1	<i>Material y dimensiones del serpentín</i>	100
3.14	Proyección para el diseño del tanque	101
3.14.1	<i>Problemáticas en el diseño del tanque</i>	101
3.14.2	<i>Características necesarias en el tanque</i>	101
3.15	Diseño del tanque	102
3.15.1	<i>Material y dimensiones del tanque</i>	102
3.15.2	<i>Especificaciones del material</i>	103
3.15.2.1	<i>Poliuretano</i>	104
3.15.2.2	<i>Planchas de acero inoxidable</i>	104
3.15.2.3	<i>Lámina de acrílico</i>	105
3.15.3	<i>Estudio de resistencia a cargas externas</i>	106
3.15.3.1	<i>Análisis estático nodal tipo: Tensión de Von Mises</i>	108
3.15.3.2	<i>Desplazamiento resultante</i>	108
3.15.3.3	<i>Deformación unitaria equivalente</i>	109
3.16	Proyección para el diseño de la estructura	111
3.16.1	<i>Problemáticas en el diseño de la estructura</i>	111
3.16.2	<i>Características necesarias en la estructura</i>	111

3.17	Diseño de la estructura	112
3.17.1	<i>Material y dimensiones de la estructura</i>	112
3.17.2	<i>Especificaciones del material</i>	112
3.17.3	<i>Estudio de resistencia a cargas externas</i>	113
3.17.3.1	<i>Análisis estático nodal tipo: tensión de Von Mises</i>	114
3.17.3.2	<i>Desplazamiento resultante</i>	115
3.17.3.3	<i>Cálculo de la flecha admisible</i>	116
3.18	Selección de los elementos para el sistema de control automático	117
3.18.1	<i>Introducción</i>	117
3.18.2	<i>Elementos del sistema de control automático</i>	117
3.18.3	<i>Controlador digital de temperatura</i>	118
3.18.4	<i>Controlador lógico programable PLC</i>	119
3.18.4.1	<i>Criterios para la selección del PLC</i>	119
3.18.4.2	<i>Determinación del número de entradas y salidas</i>	119
3.18.4.3	<i>Selección del PLC</i>	120
3.19	Selección de los elementos para el sistema de adquisición de datos	121
3.19.1	<i>Selección de la tarjeta de adquisición de datos</i>	121
3.19.2	<i>Selección del sensor de temperatura</i>	122
3.19.3	<i>Selección sensor para medir espesor de hielo</i>	123
<b>4.</b>	<b>CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE</b>	
4.1	Generalidades	125
4.2	Diagrama de proceso general	126
4.3	Actividades previas a la fase de construcción	127
4.4	Descripción de procesos y métodos por elemento de máquina fabricado	127
4.4.1	<i>Tanque de almacenamiento</i>	129
4.4.2	<i>Estructura</i>	130
4.4.3	<i>Evaporador</i>	132
4.5	Ensamble del equipo	127
4.5.1	<i>Ensamble unidad condensadora - estructura</i>	127
4.5.2	<i>Ensamble tanque- estructura</i>	128
4.6	Diseño y ensamble del tablero de control	133
4.7	Diagrama del circuito de control	134
4.8	Esquema de programación del PLC	134
4.9	Diagrama de circuito de potencia	135
4.10	Descripción interna del tablero de control	135
4.10.1	<i>Disyuntor (interruptor automático)</i>	136
4.10.2	<i>Contacto</i>	137
4.10.3	<i>Relé</i>	137
4.11	Descripción externa del tablero de control	137
<b>5.</b>	<b>ANÁLISIS DE COSTOS</b>	
5.1	Introducción	139
5.2	Costos directos	139
5.3	Costos indirectos	145
<b>6.</b>	<b>FASE EXPERIMENTAL</b>	
6.1	Etapas de análisis	146
6.1.1	<i>Puesta en marcha del proceso</i>	146
6.1.2	<i>Etapas de enfriamiento del agua</i>	147
6.1.3	<i>Etapas de generación de hielo</i>	147
6.2	Etapas de estudio de datos adquiridos en el proceso	148
6.3	Cálculo de la velocidad de generación de hielo con respecto al tiempo, con convección	

	libre de agua	148
6.3.1	<i>Resultados emitidos en el informe generado</i>	149
6.3.2	<i>Gráficas comparativas</i>	149
6.3.3	<i>Cálculo del calor experimental</i>	151
6.3.4	<i>Análisis de resultados</i>	152
6.4	Cálculo de la velocidad de generación de hielo con convección libre de agua	153
6.4.1	<i>Resultados emitidos en el informe generado</i>	153
6.4.2	<i>Gráficas comparativas</i>	154
6.4.3	<i>Cálculo del calor experimental</i>	156
6.4.4	<i>Análisis de resultados</i>	157
6.5	Cálculo de la velocidad de generación de hielo con convección libre y forzada de agua	158
6.5.1	<i>Resultados emitidos en el informe generado</i>	158
6.5.2	<i>Gráficas comparativas</i>	159
6.5.3	<i>Análisis de resultados</i>	161
<b>7.</b>	<b>PROGRAMA DE MANTENIMIENTO DEL EQUIPO</b>	
7.1	Introducción	162
7.2	Manual de operaciones	162
7.3	Plan de mantenimiento	162
7.3.1	<i>Mantenimiento preventivo</i>	164
7.3.2	<i>Mantenimiento correctivo</i>	165
7.4	Guía para prácticas de laboratorio	166
7.4.1	<i>Guía de laboratorio para generación de hielo tubular con convección libre</i>	167
7.4.2	<i>Guía de laboratorio para generación de hielo tubular con convección forzada</i>	176
<b>8.</b>	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	
8.1	Conclusiones	188
8.2	Recomendaciones	188

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### BIBLIOGRAFÍA

### LINKOGRAFÍA

### ANEXOS

### PLANOS

## LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Dimensiones de los bancos de hielos comerciales .....	9
2	Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes .....	16
3	Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $n > 16$ y $0,7 < pr < 500$ (Zukauskas, 1987) .....	23
4	Factor de corrección f para $n_l < 16$ y $(re)_d > 1000$ (Zukauskas, 1987) .....	23
5	Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre las superficies. ....	25
6	Parámetro fl de la correlación de Kandlikar para tubos de cobre .....	31
7	Coefficiente global de transferencia de calor recomendado .....	44
8	Interpolación con temperatura de $-5^{\circ}\text{C}$ vapor saturado .....	57
9	Interpolación con temperatura de $28,88^{\circ}\text{C}$ .....	57
10	Coefficiente convectivo para ebullición en función de la calidad de refrigerante .....	67
11	Transferencia de calor convección forzada agua .....	69
12	Volumen que ocupa el agua en el tanque.....	74
13	Transferencia de calor convección natural agua .....	81
14	Especificaciones válvula de expansión tipo TES-2 Danfoss .....	89
15	Presión de trabajo máxima para visor de líquidos Danfoss .....	93
16	Contenido de humedad en visor de líquidos Danfoss.....	93
17	Características de válvula solenoide tipo EVR 3 Danfoss.....	95
18	Dimensiones del tanque .....	103
19	Características del controlador de temperatura.....	118
20	Entradas digitales .....	120
21	Salidas digitales .....	120
22	Características PLCZelio Chneider tipo: SR3B261FU.....	121
23	Rangos de temperatura de sensores eléctricos. ....	122
24	Características de los sensores termo resistentes LM 35. ....	123
25	Características de la cámara USB genius, tipo: ISLIM 321r .....	124
26	Código ASME.....	125
27	Características del interruptor BKN C-40.....	136
28	Descripción de los elementos externos del tablero de control .....	138
29	Costo de mariales para sistema de congelación .....	139
30	Costo de mariales estructurales para tanque y estructura .....	140
31	Costo de mariales para sistema de difusión de aire .....	141
32	Costo de mariales eléctricos y de control automático.....	141
33	Costo de mariales electrónicos para adquisición de datos .....	142
34	Costo de materiales extras .....	143
35	Costo de mariales .....	143
36	Costo de envío y transporte.....	144
37	Costo de mano de obra.....	144
38	Costos directos .....	144

39	Costos indirectos .....	145
40	Costo total del equipo .....	145
41	Datos obtenidos- generación de hielo tubular con convección libre. ....	149
42	Datos teórico experimentales - generación de hielo tubular con convección libre. ....	153
43	Datos obtenidos- generación de hielo tubular con convección forzada.....	154
44	Datos teórico experimentales - generación de hielo tubular con convección forzada.....	157
45	Datos obtenidos- generación de hielo tubular con convección forzada.....	158
46	Jerarquía de las actividades de mantenimiento preventivo.....	163
47	Operaciones de mantenimiento preventivo.....	164
48	Problemas operaciones, causas y soluciones. ....	165

## LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Generador de hielo en bloques .....	5
2	Generador de hielo en escamas tipo tubular .....	6
3	Generador de hielo en placas .....	6
4	Generador de hielo tubular (disposición vertical de los tubos) .....	7
5	Serpentín-generador de hielo tubular (disposición horizontal de los tubos) .....	8
6	Conducción en una pared plana.....	12
7	Conducción en una pared cilíndrica .....	13
8	Flujo externo en un banco de tubos .....	20
9	Disposición de los tubos en los bancos alineados o escalonados .....	21
10	Gráfico explicativo de las transiciones de ebullición convectiva a ebullición nucleada. condiciones de experimentación de flujo másico constante, título de vapor, y presión relativa constante. ....	26
11	Regímenes de ebullición convectiva en un tubo vertical.....	28
12	Regímenes de ebullición convectiva en un tubo horizontal .....	28
13	Coeficiente global de transferencia de calor.....	32
14	Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana sujeta a convección sobre ambos lados.....	33
15	Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor para un casco cilíndrico sujeto a convección en el lado interno y externo. ....	34
16	Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de tubo doble y flujo paralelo.....	35
17	Sistema de adquisición de datos DAQ.....	37
18	Elementos del sistema de adquisición de datos .....	38
19	Sección transversal de la pared del tanque .....	48
20	Resistencias térmicas .....	51
21	Dimensiones de las paredes del tanque .....	53
22	Diagrama p vs h refrigerante R404 A - ciclo teórico.....	58
23	Diagrama p vs h refrigerante R404 A ciclo real .....	62
24	Diferencia media logarítmica .....	70
25	Diferencia media logarítmica tramo A-B .....	71
26	Diferencia media logarítmica tramo B-C .....	72
27	Diferencia media logarítmica tramo C-D .....	72
28	Resistencias térmicas tubo del serpentín .....	80
29	Unidad condensadora 1/2 hp R-404A/115V baja temperatura.....	83
30	Válvula de expansión con ecualizador interno (Caso 1).....	85
31	Válvula de expansión con ecualizador interno (Caso 2).....	86
32	Válvula de expansión con ecualizador externo .....	87
33	Catálogo válvula de expansión Danfoss.....	88
34	Especificaciones válvula de expansión tipo TES-2 Danfoss .....	90
35	Esquema de un visor de líquidos .....	92
36	Disposición y dimensiones del evaporador .....	100
37	Relación longitud - altura .....	103
38	Acrílico transparente.....	105
39	Disposición y dimensiones del tanque.....	106
40	Estudio de simulación del tanque .....	107

41	Tensión de Von Mises: tanque .....	108
42	Desplazamiento estático resultante.....	109
43	Deformación unitaria equivalente .....	110
44	Vista Deformada del Tanque.....	110
45	Dimensiones de la estructura.....	112
46	Mallado de la estructura .....	114
47	Tensión de Von Mises: estructura .....	114
48	Desplazamiento estático resultante - análisis estático: estructura .....	115
49	Deformación unitaria equivalente - análisis estático: estructura .....	115
50	Vista deformada de la estructura - análisis estático: estructura.....	116
51	TC-900ri power - controlador digital para refrigeración y deshielo.....	118
52	PLC Zelio Schneider tipo: SR3B261FU .....	120
53	Tarjeta de adquisición de datos NI 6009 .....	122
54	Cámara usb genius, tipo: ISLIM 321R.....	123
55	Tanque de almacenamiento .....	129
56	Estructura.....	131
57	Evaporador .....	132
58	Ensamble unidad condensadora - estructura.....	128
59	Ensamble tanque estructura .....	128
60	Diagrama del circuito de control .....	134
61	Esquema de programación del PLC.....	135
62	Diagrama de circuito de potencia .....	135
63	Elementos internos del tablero de control .....	136
64	Elementos externos del tablero de control.....	138
65	Puesta en marcha del equipo .....	146
66	Etapa de enfriamiento de agua y generación de hielo .....	147
67	Instrumentos utilizados en la práctica de laboratorio. ....	148
68	Curvas de temperatura vs tiempo convección libre .....	150
69	Curva de espesor vs tiempo convección libre.....	150
70	Curva de enfriamiento de agua del tanque y espesor de hielo convección libre ..	151
71	Velocidad de formación de hielo vs tiempo convección libre.....	151
72	Curvas de temperatura vs tiempo convección forzada .....	154
73	Curva de espesor vs tiempo convección forzada.....	155
74	Curva de enfriamiento de agua del tanque y formación de hielo convección forzada .....	155
75	Velocidad de formación de hielo vs tiempo convección forzada .....	156
76	Curvas de temperatura vs tiempo convección forzada - libre.....	159
77	Curva de espesor vs tiempo convección forzada - libre .....	159
78	Curva de enfriamiento de agua del tanque y formación de hielo convección forzada - libre .....	160
79	Velocidad de formación de hielo vs tiempo convección forzada - libre .....	160
80	Espesor de hielo vs tiempo combinada.....	161
81	Velocidad de formación de hielo vs tiempo combinada.....	161



## LISTA DE ABREVIACIONES

AISI	Instituto Americano de Fierro y Acero (siglas en inglés)
ANSI	Instituto Nacional Americano Estándar (siglas en inglés)
ASHRAE	Sociedad Americana de Ingenieros en Calefacción
ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
AWS	Sociedad Americana de Soldadura (siglas en inglés)
API	Interfaz de Programación de Aplicaciones(siglas en inglés)
m	Metros
s	Segundos
J	Joule
Kg	Kilogramos
LMTD	Diferencia de temperatura media logarítmica
PAC	Controlador de automatización programable(siglas en inglés)
PLC	Controlador lógico programable(siglas en inglés)
DAQ	Adquisición de datos
LabVIEW	Mesa de trabajo de instrumentación ingenieril para laboratorio virtual (siglas en inglés)
W	Wattios

## SIMBOLOGÍA

$A$	Área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor.	$m^2$
$A_1$	Área de flujo en la entrada entre de los tubos.	$m^2$
$A_c$	Área de la sección transversal.	$m^2$
$A_D$	Área de flujo entre los centros de los tubos de una fila distinta (disposición de tubos escalonada).	$m^2$
$A_s$	Área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección.	$m^2$
$A_T$	Área de flujo entre los centros de los tubos.	$m^2$
$Bo$	Punto de ebullición	
$C$	Constante experimentalmente determinada.	
$Co$	Número de convección	
$C_p$	Calor específico del fluido.	$\frac{J}{Kg \text{ } ^\circ C}$
$D$	Diámetro exterior del tubo.	$m$
$D_{int}$	Diámetro interno de la tubería.	$m$
$D_L$	Longitud característica.	$m$
$e_F$	Término dependiente del número de Froude.	
$F$	Factor de corrección para bancos de tubos $N < 16$	
$f$	Factor de fricción	
$F_{fl}$	Parámetro de asociación superficie fluido	
$Fr_{lo}$	Número de Froude	
$g$	Aceleración de la gravedad.	$\frac{m}{s^2}$
$G$	Velocidad másica.	$\frac{Kg}{s * m^2}$
$Gr$	Número de Grashof.	
$G_e$	Gravedad específica del líquido.	
$H$	Altura del recipiente.	$m$
$h$	Coefficiente de transferencia de calor por convección.	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$
$h_1$	Coefficiente de transferencia de calor interna del tubo.	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$
$h_2$	Coefficiente de transferencia de calor externa del tubo.	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$
$hfg$	Diferencia entre entalpías de saturación.	$\frac{J}{kg}$

$h_o$	Coeficiente global de transferencia de calor para ebullición convectiva en un tubo.	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$
$h_{NBD}$	Coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición nucleada dominante.	$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$
$h_{CBD}$	Coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición convectiva dominante.	
$k$	Conductividad térmica del material.	$\frac{w}{m \text{ } ^\circ C}$
$K_f$	Conductividad térmica del fluido.	$\frac{w}{m \text{ } ^\circ C}$
$L$	Longitud.	m
$L_c$	Longitud característica.	m
$L_p$	Espesor de la pared.	m
$L_R$	Largo del recipiente.	m
$l$	Luz de la viga.	mm
$m$	Constante experimentalmente determinada.	
$n$	Constante experimentalmente determinada.	
$Nu$	Número de Nusselt	
$Nu_D$	Número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos	
$P$	Perímetro mojado.	m
$Pr$	Número de Prandtl	
$\dot{Q}_{cond}$	Flujo de calor por conducción.	W
$Q_{conv}$	Flujo de calor por conducción.	W
$q$	Capacidad calorífica a transmitirse.	W
$q''$	Velocidad neta de transferencia de calor desde la superficie expresada por unidad de área de la superficie.	$\frac{W}{m^2}$
$q_l$	Calor latente.	W
$r$	Radio de la superficie a considerar.	m
$r_1$	Radio interior del tubo.	m
$r_2$	Radio exterior del tubo.	m
$R_a$	Número de Rayleigh	
$R_{conv 1}$	Resistencia térmica por convección en el punto 1.	$\frac{^\circ C}{w}$
$R_{conv 2}$	Resistencia térmica por convección en el punto 2.	$\frac{^\circ C}{w}$
$Re$	Número de Reynolds	

$Re_D$	Número de Reynolds definido en base de la velocidad máxima	
$Re_{lo}$	Número de Reynolds definido en la fase líquida del refrigerante.	
$R_{pared}$	Resistencia térmica por conducción en la pared.	$\frac{^{\circ}C}{w}$
$R_{Total}$	Resistencia Térmica total.	$\frac{^{\circ}C}{w}$
$S_D$	Paso diagonal entre los centros de los tubos.	m
$S_L$	Paso longitudinal entre los centros de los tubos.	m
$S_T$	Paso transversal entre los centros de los tubos.	m
$T_1$	Temperatura de la superficie izquierda para $x=0$ .	$^{\circ}C$
$T_2$	Temperatura de la superficie derecha para $x=L$ .	$^{\circ}C$
$T_e$	Temperatura del fluido en la salida del banco de tubos.	$^{\circ}C$
$T_i$	Temperatura del fluido en la admisión del banco de tubos.	$^{\circ}C$
$T_m$	Temperatura media aritmética.	$^{\circ}C$
$T_s$	Temperatura de la superficie.	$^{\circ}C$
$T_{\infty}$	Temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie.	$^{\circ}C$
$U$	Coefficiente global de transferencia de calor.	$\frac{w}{m^2 \text{ } ^{\circ}C}$
$V$	Velocidad del fluido.	$\frac{m}{s}$
$V_a$	Velocidad aproximada de entrada del fluido.	$\frac{m}{s}$
$V_{m\acute{a}x}$	Velocidad máxima	$\frac{m}{s}$
$x$	Calidad del fluido.	
$\alpha$	Difusividad térmica.	$\frac{m^2}{s}$
$\alpha_1$	Factor que depende de la relación de la longitud a la altura del tanque.	
$\beta$	Coefficiente de expansión térmica.	$\frac{1}{^{\circ}K}$
$\rho$	Densidad del fluido.	$\frac{Kg}{m^3}$
$\rho_V$	Densidad del fluido como vapor.	$\frac{Kg}{m^3}$
$\rho_l$	Densidad del fluido en fase líquida.	$\frac{Kg}{m^3}$
$\sigma_y$	Esfuerzo del acero inoxidable.	kpsi
$\mu$	Viscosidad dinámica del fluido.	$\frac{Kg}{m \text{ } s}$

$\nu$	Viscosidad cinemática.	$\frac{m^2}{s}$
$y$	Flecha admisible.	mm
$\frac{dT}{dx}$	Gradiente de temperatura.	
$\Delta T_1$	Diferencia de temperatura entre los dos fluidos en los extremos de entrada del intercambiador.	$^{\circ}C$
$\Delta T_2$	Diferencia de temperatura entre los dos fluidos en los extremos de salida del intercambiador.	$^{\circ}C$

## **LISTA DE ANEXOS**

A	Propiedades del Aire
B	Propiedades del agua
C	Propiedades del refrigerante R404 A
D	Propiedades de plancha de acero AISI 430
E	Propiedades de Tubo cuadrado estructural

## **RESUMEN**

En la siguiente tesis se presenta el Diseño y Construcción de un Generador de Hielo Tubular para Laboratorio, con la finalidad de realizar prácticas acerca del enfriamiento de agua y generación de hielo tubular por convección forzada y ebullición. El equipo es un aporte académico para el laboratorio de Transferencia de Calor de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la ESPOCH.

El control automático para el proceso de generación de hielo se basa en la utilización de un PLC, que ejecuta un control ON/OFF para activar el compresor de la unidad condensadora. También consta de un programa desarrollado en un ambiente LabVIEW para registrar datos de temperaturas del proceso y la velocidad de formación de hielo con respecto al tiempo.

Se realizaron prácticas de laboratorio como: cálculo de la velocidad de generación de hielo con respecto al tiempo con convección libre y forzada de agua, determinación de la variación de las diferentes temperaturas del proceso y velocidad de enfriamiento del agua con respecto al tiempo, además del cálculo del coeficiente convectivo por ebullición dentro del evaporador.

Con estas prácticas se determinó que la velocidad de formación de hielo fue de 3 horas independiente del tipo de convección utilizada en el tanque de agua, en cambio la velocidad de enfriamiento de agua es mayor en convección forzada, además el coeficiente convectivo más representativo es el de ebullición del refrigerante.

Se recomienda utilizar las guías de laboratorio y seguir el manual de operaciones para el funcionamiento adecuado del generador.

## **ABSTRACT**

The present paper is about Ice Tube generator Design and Construction for laboratory in order to do practices about water freezing and ice tube generating by force convection and boiling. The equipment is an academic support for Heating Transference Laboratory of Mechanics Engineering School at ESPOCH.

The automatic controlling for ice generation process is based on the use of (Programmable Logic Controller) PLC that performs an ON/OFF control to activate the compressor of the condensing unit. It has a program developed in LabVIEW to register data of process temperature and ice formation speed regarding the time.

Laboratory Practices such as ice generation speed calculus according to the time and water free and forced convection, variation determination of the process temperature different and speed of water freezing in relation to time as well as the boiling convective coefficient calculus inside the evaporator were carried out.

It was determined that the ice formation speed was 3 hours according to the kind of convection used the water pond while the water freezing speed is higher in forced convection. The most important convective coefficient is the coolant boiling.

It is recommended to use the laboratory guides and follow the operation manual for the adequate generator running.



## **CAPÍTULO I**

### **1. INTRODUCCIÓN**

#### **1.1 Antecedentes**

El agua es considerada desde el inicio mismo de nuestro mundo como la fuente más importante de vida, sin este elemento, toda forma vital no existiría. Su importancia va desde la simple acción de beber un vaso de agua en el momento de la comida hasta el hecho de sorber un poco de esta al borde de la muerte en un desierto, pasando por supuesto por las acciones, tan comunes e importantes que se realizan diariamente como lo es el aseo diario y la de saborear un granizado en un día caluroso.

Así el agua en sus distintos estados tiene una pequeña o gran importancia de acuerdo a las características del proceso que se pretende realizar en las diferentes industrias, ya sea textil, de alimentos, salud, o refrigeración y aire acondicionado entre otros. A este estado de agregación del agua " hielo" es el que se pretende generar en este proyecto. El hielo es muy utilizado en la industria de diferentes formas para suplir las necesidades de cada uno de los procesos involucrados con transferencia de calor y entre esto la refrigeración.

El hecho de utilizar un generador de hielo tubular para enfriar agua y de esa manera utilizarlo para la conservación de alimentos o implementar un sistema de aire acondicionado es de gran importancia, ya que en la actualidad estas son las necesidades que se presentan en las industrias de alimentos y demás.

En la actualidad existen varias empresas que realizan este tipo de máquinas con costos que van desde los 5000 a 20000 dólares dependiendo de su capacidad, los principales proveedores de estas máquinas se encuentran en China.

#### **1.2 Justificación**

Con el fin de ahorrar energía y optimizar los procesos que se dan alrededor de la idea del montaje de un aire acondicionado o del montaje de un equipo para conservación de alimentos, es importante simular la eficiencia que tendría un equipo para generar hielo, en este caso tubular, la cual es la materia prima para la realización de los procesos antes mencionados.

Tomando en cuenta lo que se ha dicho anteriormente, se escogió el presente tema con el propósito de diseñar y construir un generador de hielo tubular para laboratorio, que trabaje de manera eficiente, con un mínimo de consumo de energía, en un tiempo reducido.

También, al crear un generador de hielo utilizando tubos se puede obtener un espesor y tamaño de hielo flexible con un mínimo consumo de refrigerante y fácil limpieza, después de su uso.

Con respecto a la utilidad que se le puede dar a nivel de laboratorio, se considera la realización de investigaciones y prácticas de laboratorio sobre:

- Velocidad de enfriamiento del agua con respecto al tiempo.
- Velocidad de formación de hielo con respecto al tiempo.
- Análisis de la transferencia de calor con cambio de fase.
- Análisis de la transferencia de calor de forma natural y forzada.
- Estudio de los parámetros antes mencionados, tomando en cuenta la dureza del agua (se utilizará agua ablandada).
- Entre otros.

### **1.3 Objetivos**

**1.3.1 Objetivo general.** Diseñar y construir un generador de hielo tubular para el laboratorio de transferencia de calor de la Escuela de Ingeniería Mecánica.

#### **1.3.2 Objetivos específicos**

Analizar los conceptos teóricos necesarios para diseñar y construir el generador de hielo tubular.

Diseñar el sistema de generación de hielo, para la realización de prácticas de laboratorio.

Realizar la construcción y montaje del sistema de generación de hielo.

Realizar pruebas de funcionamiento del generador de hielo para determinar su funcionalidad, crear un plan de mantenimiento del equipo y una guía de prácticas de laboratorio.

Analizar los costos directos e indirectos resultados de la realización del proyecto.

## CAPÍTULO II

### 2. MARCO TEÓRICO

#### 2.1 Hielo producción y aplicaciones

**2.1.1 Introducción.** La importancia que ha tenido el hielo desde el inicio de los tiempos ha sido grande por la aplicabilidad que tiene en campos de alimentación, climatización, medicina, etc. Se pueden mencionar algunos datos interesantes que corroboran esta verdad:

La primera constancia sobre la utilización de hielo data del siglo XI a.C. en China, de China pasa a India para extenderse a Persia y por último a Grecia y Roma. En la Edad Media, en las cortes árabes se preparaban productos azucarados con zumos y frutas enfriadas con nieve. El primer helado que tomó un occidental fue el ofrecido por Saladino a Ricardo Corazón de León, en las Cruzadas en el año 1190.

En el siglo XVI se descubrió que el nitrato de etilo mezclado con la nieve producía temperaturas muy bajas (producción de helados). En 1607 se vende nieve en Madrid, para lo cual construyen, en la hoy Glorieta de Bilbao, unos depósitos subterráneos para almacenar la nieve que se trae desde la sierra del Guadarrama. En 1619 ya hay constancia de normas para venta de hielo, y en 1654 de que se hacían inspecciones

El primer experimento de laboratorio para conseguir frío se debe al escocés William Cullen que, en 1784, mediante evaporación de éter en un recipiente semivacío consigue hielo. No fue hasta 1834, cuando un ingeniero estadounidense, llamado Jacob Perkins, patenta una máquina que conseguía hacer hielo y que era refrigerada con éter.

En 1871, Kart Von Linde, consigue un avance definitivo en la técnica de congelación al inventar una máquina que emplea éter metílico y amoníaco como refrigerante. La gran revolución en la conservación de los alimentos y el comercio llegó con el descubrimiento del frío industrial cuando Charles Tellier en 1874 bota el primer barco frigorífico. (El Havre a Buenos Aires, 105 días).

Los ingleses en 1877 transportaron desde Australia treinta toneladas de carne al Reino Unido. El neoyorquino Clarence Birdseye en 1917 comenzó con sus ensayos de refrigeración, lo que le llevó a patentar casi 300 inventos en los ocho años que tardó en perfeccionar el proceso antes de comercializar los productos. **[1]**

Y ahora, en la actualidad la importancia de la producción de hielo, no ha disminuido, sino que más bien se ve aumentada y en un gran porcentaje, es así que al aumentar la demanda de hielo, hay muchas empresas que se dedican a la producción del mismo.

## **2.2 Generador de hielo**

**2.2.1 Definición.** Se puede definir como la máquina capaz de llevar al agua a su punto de congelación, su funcionamiento se basa en el ciclo de Carnot.

El ciclo de Carnot consiste en el traslado de energía calorífica de una cámara de refrigeración al ambiente o exterior, utilizando una serie de conductos con un gas, que eleve su temperatura a base de comprimirlo en el exterior de la cámara, haciendo posible disipar el calor al ambiente exterior. Mientras que una vez enfriado, el gas comprimido se le retorna a una cámara de expansión situada en el interior de la zona de refrigeración, y al bajar su temperatura, absorbe energía calorífica de la cámara, enfriándola. [2]

Una máquina de hielo típica consiste en un sistema de refrigeración, un sistema de alimentación de agua, carcasa y aislamiento.

**2.2.2 Subsistemas principales.** Una máquina de hielo tiene dos subsistemas principales: el sistema de refrigeración y el sistema de suministro/circulación/purgado de vapor para producir la refrigeración necesaria en la producción de hielo. Las máquinas de hielo usan condensadores refrigerados por agua o refrigerados por aire. Alrededor del 80 % de las máquinas de hielo tienen condensadores refrigerados por aire. Aunque los condensadores refrigerados por agua incrementan ligeramente la eficiencia, resultan en un consumo de agua mucho mayor ya que el agua del condensador normalmente drena después de usarse para enfriar el condensador. [3]

Los componentes del sistema de refrigeración incluyen:

- **Compresor.-** Típicamente recíprocos convencionales con capacidades entre 1/3 y 3 hp, dependiendo de la capacidad de la máquina.
- **Condensador.-** Intercambiador de calor de tubos concéntricos refrigerados por agua o tubos de aletas refrigerados con aire. Los condensadores de agua fría están diseñados de forma que la temperatura de condensación está – 6 °C y – 4°C por encima de la temperatura ambiente. Los condensadores de agua fría están controlados para mantener una temperatura de condensación preseleccionada constante variando los caudales de agua.

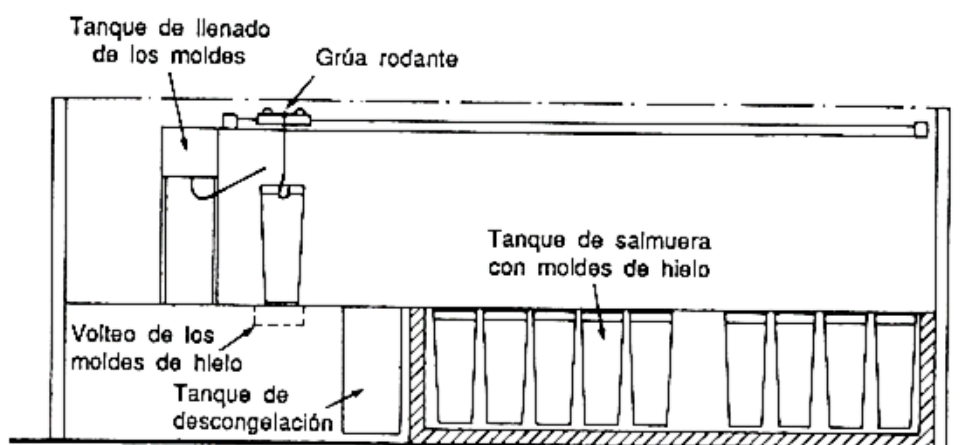
- *Dispositivos de expansión.*- Válvulas de expansión termostáticas y tubos capilares.
- *Evaporador.*- Típicamente el diseño consiste en tubos de cobre fijados a superficies de hacer hielo de acero inoxidable o cobre.
- *Intercambiadores de calor de la línea de succión/línea de líquido.*
- *Tuberías de refrigerantes y líneas de bypass de gas caliente.*
- *Válvula de solenoide de gas caliente.*-Controla el flujo de refrigerante al condensador durante la producción de hielo y al evaporador durante la producción de hielo.
- *El refrigerante R-404A.*- Es el refrigerante principal usado en todas las máquinas de hielo hoy en día. R-134A y R-22 todavía se usan en unos pocos modelos seleccionados, aunque este último debido a los recientes cambios en la normativa, tiene los días contados. [3]

### 2.3 Tipos de generadores de hielo

La clasificación de los generadores de hielo se realiza de acuerdo al tipo de hielo que producen, así se tiene:

**2.3.1 Hielo en bloques.** Como se observa en la figura 1, fabrica los hielos, mediante el uso de moldes que se sumergen en agua con sal o cloruro cálcico (salmuera) en movimiento, el tiempo de fabricación del hielo tarda entre 8 y 24 horas.

Figura 1. Generador de hielo en bloques



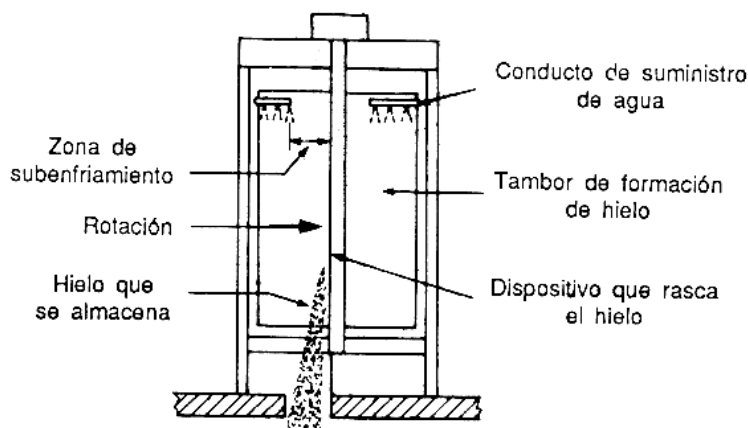
Fuente: <http://www.fao.org/docrep/003/t0713s/T0713S05.htm>

**2.3.2 Hielo en bloques de fabricación rápida.** El principio de funcionamiento es muy similar al anterior, sin embargo, utiliza tubos donde circula refrigerante.

**2.3.3 Hielo en escamas.** Forma hielo de espesor entre 2 a 3 mm, en la superficie de un cilindro frío (figura 2) o en placas tipo Baudelot.

**2.3.4 Hielo en tubos.** Se forma en la superficie interna o externa de unos tubos dispuestos de forma vertical u horizontal, generalmente alcanzan espesores de 50 mm.

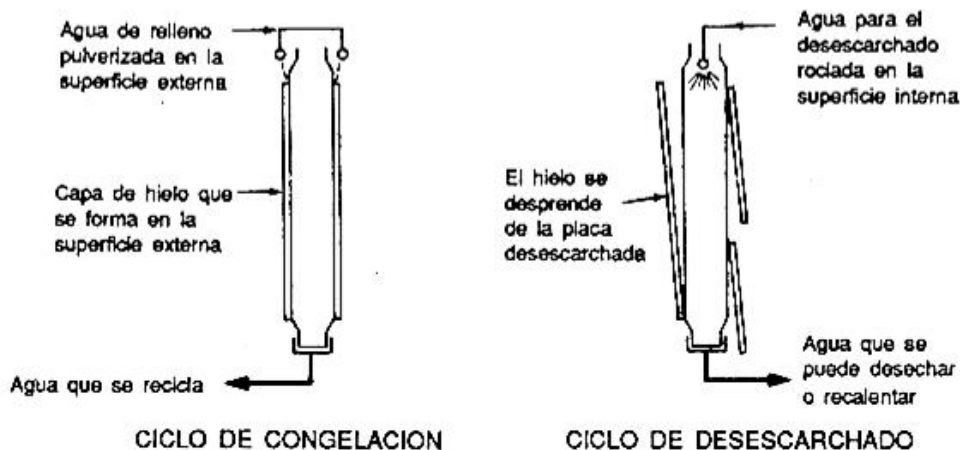
Figura 2. Generador de hielo en escamas tipo tubular



Fuente: <http://www.fao.org/docrep/003/t0713s/T0713S05.htm>

**2.3.5 Hielo en placas.** Para este tipo de hielo se utilizan placas, en las cuales se forma el hielo en una de las caras.

Figura 3. Generador de hielo en placas



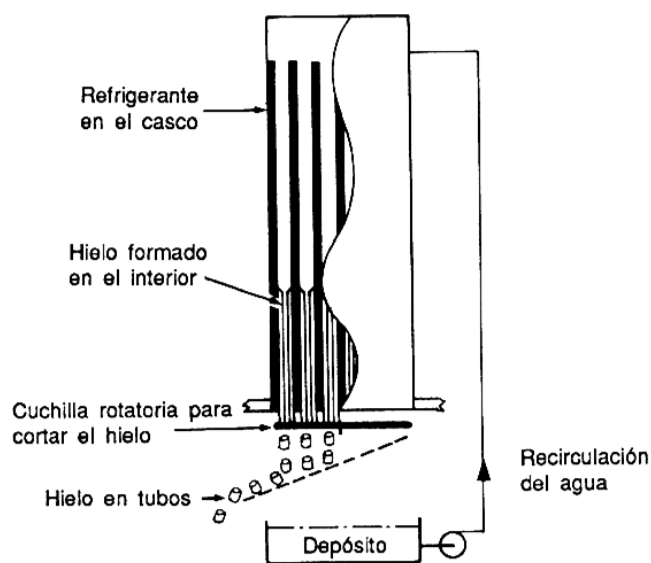
Fuente: <http://www.fao.org/docrep/003/t0713s/T0713S05.htm>

**2.3.6 Hielo fundente.** La maquinaria se conoce como permutador térmico de superficie raspada, y funciona mediante el uso de cilindros concéntricos, en cuyo interior se forma el hielo y posteriormente se hace pasar un tornillo que raspa el hielo, los cristales se mezclan luego con agua y forman un tipo de "hielo seco". [4]

## 2.4 Generador de hielo con disposición de tubería vertical

El hielo se forma en la superficie interna de unos tubos verticales y tiene la forma de pequeños cilindros huecos de 50 × 50 mm, con paredes de 10 a 12 mm de espesor. La disposición de una planta de hielo en tubos es semejante a la de un condensador acorazado y tubular, con agua dentro de los tubos y el refrigerante afuera, en el espacio circundante. La máquina funciona automáticamente según un ciclo de tiempo y los tubos de hielo se desprenden mediante un proceso de desescarchado con gas caliente.

Figura 4. Generador de hielo tubular (disposición vertical de los tubos)



Fuente: <http://www.fao.org/docrep/003/t0713s/T0713S05.htm>

A medida que el hielo sale del tubo, una cuchilla lo corta en trozos de la longitud adecuada, normalmente de 50 mm, pero esta dimensión es ajustable. El transporte del hielo a la zona de almacenamiento suele ser automático, por lo cual, al igual que en las plantas de hielo en escamas, las operaciones de recogida y almacenamiento no requieren ningún esfuerzo manual ni la presencia de un operador.

El hielo en tubos se almacena normalmente en la forma en que se recoge. El sistema de descarga de la planta comprende un triturador de hielo que se puede ajustar para obtener partículas del tamaño que convenga según el tipo de producto a conservar. La temperatura común de funcionamiento de este tipo de planta oscila entre -8°C y -10°C. El hielo no está siempre subenfriado cuando llega al almacén, pero generalmente es posible mantenerlo a -5°C, ya que el tamaño y la forma de las partículas permiten

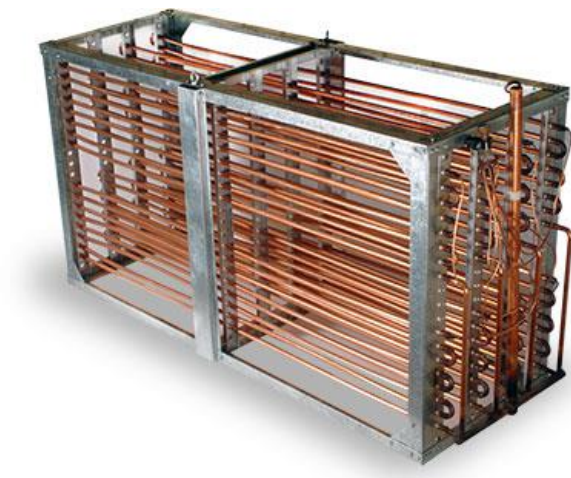
desmenuzar fácilmente el hielo para su descarga, especialmente cuando se utiliza el sistema de rastrillo. [5]

## **2.5 Generador de hielo con disposición de tubería horizontal**

En este tipo de generador el hielo se forma en la superficie externa de unos tubos de cobre o de acero inoxidable dispuestos horizontalmente (serpentín) en el interior de un tanque de almacenamiento de agua, el hielo tiene un espesor entre 1 y 2 pulgadas.

El refrigerante pasa por el interior del serpentín, mientras el agua a congelar se encuentra en el espacio circundante, de la misma manera que en el caso anterior, la máquina funciona automáticamente según un ciclo de tiempo, tomando en cuenta el espesor del hielo, la unidad condensadora funcionará, hasta que se obtenga el espesor deseado, después de eso el equipo dejará de funcionar hasta que un sensor indique que el espesor de hielo ha disminuido, y un nuevo ciclo de refrigeración comience. Es decir es un almacenamiento de capacidad frigorífica en forma de hielo.

Figura 5. Serpentín-Generador de hielo tubular (disposición horizontal de los tubos)



Fuente: <http://www.sabcool.ir/en/tabid/226/Default.aspx>

Las ventajas de la acumulación de hielo se basan en el aumento de la potencia frigorífica disponible para picos de consumo con lo que puede reducirse el tamaño de la maquinaria frigorífica, pues esta podrá dimensionarse para el consumo medio.

La eficiencia en los costes se debe a la posibilidad de generar hielo en horas de tarifas eléctricas reducidas y en evitar consumos en horarios de tarifa alta con lo que disminuye el coste medio de la electricidad.



**2.5.1 Aplicación.** La principal aplicación que se le da a los generadores de este tipo es:

- El enfriamiento industrial en tipos de consumo en las áreas de producción de alimentos, industrias lácteas, cerveceras, producción de zumos de frutas, etc.
- El enfriamiento de productos químicos y farmacéuticos.

**2.5.2 Ventajas:**

- Temperatura del agua helada muy estable por debajo de 1 °C durante todo el proceso.
- Alta capacidad frigorífica para picos de consumo.
- Construcción del equipo completamente en acero inoxidable.
- Carga de refrigerante muy baja.
- Diseño abierto de fácil acceso.
- Fácil de inspeccionar y de limpiar.
- Construcción compacta para facilitar transporte.
- Empleo posible en tanques existentes.

**2.5.3 Diseño y dimensiones.** Su diseño es compacto para un fácil transporte y mantenimiento, las dimensiones de algunos sistemas frigoríficos son:

Tabla 1. Dimensiones de los bancos de hielos comerciales

EJEMPLOS TÍPICOS PARA LAS MEDICIONES	L(m)	W(m)	H(m)
Sistema compacto	0,5	2,3	1,5
Sistema del tipo A	2,5	2,3	2,2
Sistemas tipo B	10	2,3	2,2

Fuente: <http://www.htt-ag.com/es/products/ice-bank>

**2.5.4 Funcionamiento.** Almacenamiento o generación del hielo: Los serpentines del evaporador se colocan verticalmente en un tanque rectangular con agua. El hielo se forma con temperaturas de evaporación entre -4 y -10 °C, en función del tiempo de almacenaje. El hielo se queda unido a la superficie exterior de la tubería del serpentín (acumulación estática).

Fase de enfriamiento o de fusión: En el fondo del tanque se instala un circuito para la distribución del agua procedente de consumo, con el fin de garantizar una fusión regular del hielo acumulado. Adicionalmente hay otra red de conductor para el aire de agitación con la misión de provocar fuerte turbulencia en el tanque. Con ello se consigue aumentar la transferencia de calor y bajas temperaturas del agua helada en la salida hacia el consumo. [6]

## 2.6 Conceptos de transferencia de calor

Se puede definir a la transferencia de calor como el proceso por el que se intercambia energía térmica desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura, o también entre distintas partes de un mismo cuerpo que están a diferente temperatura. El calor se transfiere mediante conducción, convección, o radiación . Aunque se dé el caso de que los tres procesos tengan lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de ellos predomine sobre los otros dos.

Para el caso de estudio de generación de hielo, se hace necesario el estudio de la convección de forma natural, convección forzada y un nuevo fenómeno que ocurre en el interior de los serpentines denominado convección por ebullición.

**2.6.1 Conducción de calor.** La conducción es un mecanismo de transferencia de energía calorífica de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas que tiende a igualar la temperatura dentro de un cuerpo o entre diferentes cuerpos en contacto.

La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres, mientras que en los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio.

La conducción térmica está determinada por la ley de Fourier la cual indica que la razón de la conducción de calor a través de un cuerpo es proporcional a la diferencia de temperatura a través de éste y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor del mismo.

$$\dot{Q}_{cond} = -k A \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad (1)$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond} =$  Flujo de calor por conducción, en W.

$K =$  Conductividad térmica del material, en  $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ .

$A =$  Área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor, en  $m^2$ .

$\frac{dT}{dx} =$  Gradiente de temperatura.

El signo negativo en la ecuación 1 garantiza que la transferencia de calor en la dirección  $x$  positiva sea una cantidad positiva. [7]

**2.6.1.1 Conducción en una pared plana.** Cuando las superficies de la pared se encuentran a temperaturas diferentes, el calor fluye sólo en dirección perpendicular a las superficies. Aplicando la ley de Fourier se obtiene:

$$\dot{Q}_{cond} = -k A \frac{(T_2 - T_1)}{L} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{L}{kA}} \quad (W) \quad (2)$$

Donde:

$T_1 =$  Temperatura de la superficie izquierda, en  $^\circ C$  para  $x=0$ .

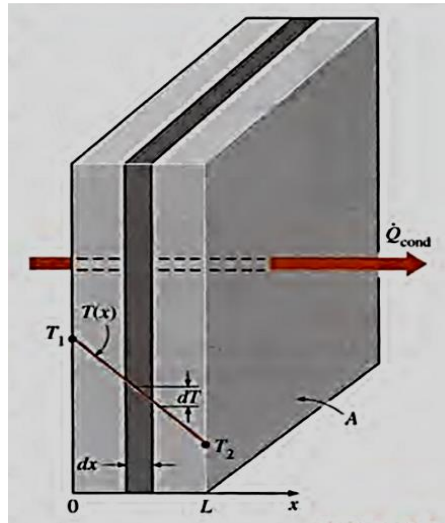
$T_2 =$  Temperatura de la superficie derecha, en  $^\circ C$  para  $x=L$ .

$L_p =$  Espesor de la pared en m.

Considerando a la transmisión de calor por conducción análoga al flujo de electricidad, la ecuación 2 se puede escribir en forma semejante a la ley de Ohm como:

$$Q = \frac{\text{Potencial térmico}}{\text{Resistencia térmica}} = \frac{\Delta T}{R_k} = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{L}{kA}} \quad (3)$$

Figura 6. Conducción en una pared plana



Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

**2.6.1.2 Conducción en una pared cilíndrica.** En este caso también las superficies de la pared cilíndrica se encuentran a temperaturas diferentes el calor fluye en dirección radial, para condiciones de estado estacionario y sin generación interna de calor, la ley de Fourier en coordenadas cilíndricas se expresa como:

$$Q_r = -kA_r \frac{dT}{dr} \quad (4)$$

El área de la pared cilíndrica perpendicular a la dirección de la transferencia de calor es de la forma:

$$A = 2\pi rL \quad (5)$$

Donde:

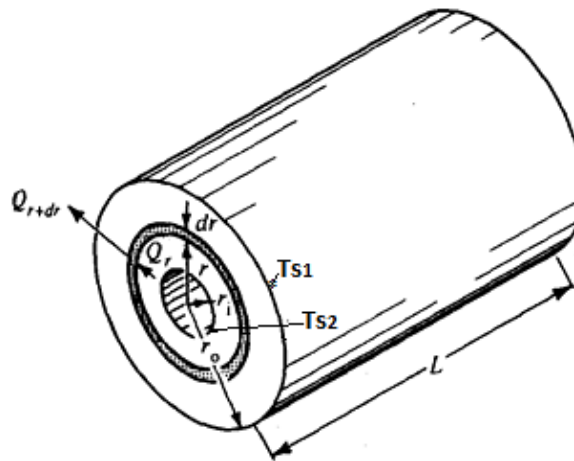
$r$ = Radio de la superficie a considerar, en m.

$L$ = Longitud, en m.

Considerando el área en la ecuación 4 y escribiéndola en términos de integrales para las condiciones de frontera:  $T(r_i) = T_{s,1}$  y  $T(r_o) = T_{s,2}$

$$\frac{Q_r}{2\pi rL} \int_{r_i}^{r_o} \frac{dr}{r} = - \int_{T_{s,1}}^{T_{s,2}} k dT \quad (6)$$

Figura 7. Conducción en una Pared Cilíndrica



Fuente: KEITH CORNWELL - Transferencia de Calor

Si la conductividad térmica es constante a lo largo de toda la pared, resolviendo se obtiene:

$$Q_r = 2\pi r L k \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln \frac{r_o}{r_i}} = \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2\pi r L k}} \quad (7)$$

**2.6.2 Fundamentos de la convección.** La convección como tal, se constituye en un mecanismo de transferencia de calor a través de un fluido, pero tomando en cuenta que está en presencia de un movimiento masivo de este.

Este mecanismo de transferencia de calor se debe a la acción combinada de:

- Conducción de calor, del medio solido hacia una delgada capa del medio líquido o gaseoso adyacente.
- El movimiento de partículas de fluido a determinada temperatura alejándose del medio sólido y provocando una mezcla con otras capas de fluido. **[8]**

La convección se clasifica como convección natural (o libre) y forzada, dependiendo de la manera en que se inicia el movimiento del fluido. En la convección forzada se obliga a que el fluido fluya sobre una superficie o en un tubo por medios externos, como una bomba o un ventilador. En la convección natural, cualquier movimiento del fluido es causado por medios naturales, como el efecto de flotación, el cual se manifiesta como la subida del fluido caliente y la caída del fluido frío. La convección también se clasifica

como externa e interna, dependiendo de si se obliga al fluido a fluir sobre una superficie o en un tubo.

La rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como:

$$Q_{conv} = h\dot{A}(T_s - T_{\infty}) \quad (8)$$

Donde:

$h$ = Coeficiente de transferencia de calor por convección, en  $\frac{W}{m^2\text{ }^{\circ}C}$ .

$A$ = Área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, en  $m^2$ .

$T_s$  = Temperatura de la superficie, en  $^{\circ}C$ .

$T_{\infty}$ = Temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie, en  $^{\circ}C$ .

**2.6.3 Coeficiente de transferencia de calor por convección.** El coeficiente de transferencia de calor por convección, no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y su valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades de éste y la velocidad masiva del mismo.

Existen varios métodos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección. [9]

- Análisis dimensional combinado con experimentos.
- Soluciones matemáticas exactas de las ecuaciones de capa de frontera.
- Análisis aproximado de la capa de frontera por métodos integrales.
- Analogía entre transferencia de calor, transferencia de masa y transferencia de cantidad de movimiento.

Para mayor explicación acerca de cada uno de los métodos de cálculo refiérase al libro, Apuntes de Transferencia de Calor. M.R. Valenzuela, Septiembre 2013.

**2.6.4 Número de Nusselt.** El número de Nusselt es un coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección, representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa.

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de Nusselt de  $Nu = 1$  para una capa de fluido representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.

Está definido como:

$$Nu = \frac{hL_c}{K_f} \quad (9)$$

Donde:

$Nu$  = Número de Nusselt.

$h$  = Coeficiente de transferencia de calor, en  $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ .

$L_c$  = Longitud característica, en m.

$K_f$  = Conductividad térmica del fluido, en  $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ .

Existen muchas correlaciones empíricas expresadas en términos del número de Nusselt para placas planas, cilindros, interior de tuberías, etc, que evalúan generalmente el número de Nusselt medio en una superficie.

Estas correlaciones tienen la forma:

$$Nu = f(\text{número de Reynolds o número de Rayleigh, número de Prandtl})$$

**2.6.5 Número de Prandtl.** Es un número adimensional, que va en proporción al cociente entre la difusividad de momento, conocida como viscosidad y la difusividad térmica.

Se considera también como la mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica. Su nombre se debe a Ludwig Prandtl, quien introdujo el concepto de capa límite en 1904.

Está definido como:

$$Pr = \frac{\text{difusividad de momento}}{\text{difusividad térmica}} = \frac{\gamma}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (10)$$

Donde:

Pr = Número de Prandtl.

$\nu$  = Viscosidad cinemática, en  $\frac{m^2}{s}$ .

$\alpha$  = Difusividad térmica, en  $\frac{m^2}{s}$ .

$\mu$  = Viscosidad dinámica del fluido, en  $\frac{Kg}{m \cdot s}$ .

$C_p$  = Calor específico del fluido, en  $\frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$ .

$K$  = Conductividad térmica del fluido, en  $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ .

En la siguiente tabla se pueden ver algunos rangos típicos de números de Prandtl para fluidos comunes.

Tabla 2. Rangos típicos de los números de Prandtl para fluidos comunes

Fluido	Pr
Metales líquidos	0.004-0.030
Gases	0.7-1.0
Agua	1.7-13.7
Fluidos orgánicos ligeros	5-50
Aceites	50-100 000
Glicerina	2 000-100 000

Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

**2.6.6 Número de Reynolds.** Es un número adimensional utilizado para caracterizar el movimiento de un fluido. Su nombre se debe a Osborn Reynolds quien descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds.

Está definido para flujo externo como:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho V L_c}{\mu} \quad (11)$$



Donde:

$Re$  = Número de Reynolds.

$\rho$  = Densidad del fluido, en  $\frac{Kg}{m^3}$ .

$V$  = Velocidad del fluido, en  $\frac{m}{s}$ .

$L_c$  = Longitud característica, en m.

$\mu$  = Viscosidad dinámica del fluido, en  $\frac{Kg}{m \cdot s}$ .

Para una placa plana, la longitud característica es la distancia  $x$  desde el borde de ataque, en tuberías circulares es igual al diámetro.

En tuberías no circulares la longitud característica es equivalente al diámetro hidráulico.

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (12)$$

Donde:

$A_c$  = Área de la sección transversal, en  $m^2$ .

$P$  = Perímetro mojado, en m.

**2.6.7 Número de Grashof.** Es un número adimensional que representa los efectos de la convección natural, es proporcional al cociente entre las fuerzas de empuje y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido. Se llama así en honor al ingeniero alemán Franz Grashof.

Esta definido por:

$$Gr = \frac{g \beta}{\gamma^2} (T_s - T_\infty) L^3 \quad (13)$$

Donde:

$g$  = Aceleración de la gravedad, en  $\frac{m}{s^2}$ .

$\beta$  = Coeficiente de expansión térmica, en  $\frac{1}{^\circ K}$ .

$T_s$  = Temperatura de la superficie, en  $^\circ C$ .

$T_{\infty}$  = Temperatura del fluido suficientemente alejado de la superficie, en °C.

$L_c$  = Longitud característica, en m.

$\nu$  = viscosidad cinemática, en  $\frac{m^2}{s}$ .

Las propiedades físicas del fluido ( $Pr$ ,  $\nu$ ,  $\alpha$  y  $\beta$ ) se deben evaluar a temperatura de la capa límite también llamada película definida por:

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2} \quad (14)$$

El coeficiente de expansión térmica es inversamente proporcional a la temperatura película representándose con la siguiente ecuación:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial \rho}{\partial T} \right) = \frac{1}{T_f} \quad (15)$$

Para los gases ideales el valor de  $\beta$  es:

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (16)$$

Donde:

$T$  = Temperatura absoluta, en °C.

El papel que desempeña el número de Reynolds en la convección forzada es realizado por el número de Grashof en la convección natural. Como tal, este último número proporciona el criterio principal en la determinación de si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la convección natural. **[10]**

**2.6.8 Número de Rayleigh.** El número de Rayleigh es considerado como un número adimensional asociado con la transferencia de calor dentro del fluido y es el resultado del producto del número de Grashof y el número de Prandtl. Su nombre se debe a Lord Rayleigh.

Para el caso de convección natural en una pared vertical el número de Rayleigh se define como:

$$Ra = Gr * Pr = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L_c^3}{\nu\alpha} \approx 10^9 \quad (17)$$

Donde:

$\alpha$ = difusividad térmica.

Generalmente, la convección comienza para valores del número de Rayleigh mayores de mil,  $Ra > 1000$ , mientras que para  $Ra < 10$  la transferencia de calor es completamente por conducción. [11]

**2.6.9** *Relaciones empíricas para la transferencia de calor.* Para propósitos de diseño e ingeniería las correlaciones empíricas son casi siempre de utilidad práctica, en este caso, estas son el resultado de métodos experimentales realizados con el fin de encontrar el coeficiente  $h$ , a continuación se presentan algunas ecuaciones en función del número de Nusselt.

**2.6.9.1** *Convección forzada en superficies interiores.* En las aplicaciones de calentamiento y enfriamiento, es común el uso del flujo de líquido o gas a través de tubos y ductos. En ellas, se fuerza al fluido a desplazarse por medio de un ventilador o bomba por un tramo de tubo o ducto que es suficientemente largo como para realizar la transferencia deseada de calor.

La ecuación de semejanza para la convección forzada tiene la forma:

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (18)$$

Donde:

$Re$  = Número de Reynolds, determina la similitud hidromecánica entre las corrientes de los agentes portadores de calor.

$Pr$  = Número de Prandtl, es la característica termofísica del agente portador de calor.

**2.6.9.2.** *Convección forzada sobre superficies exteriores.* El número de Nusselt promedio para cilindros largos cuyo eje es perpendicular a la corriente de un fluido se puede expresar en forma compacta como:

$$Nu = \frac{hD}{k} = CRe^m Pr^n \quad (19)$$

Donde:

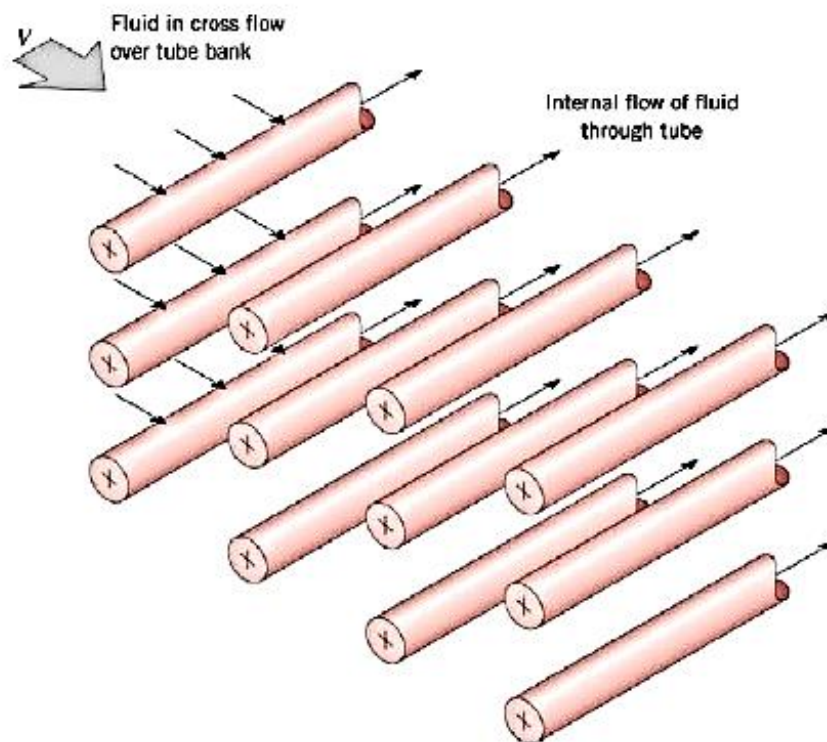
$D$ = longitud característica, en m.

$n, C, m$ = constantes experimentalmente determinadas.

Las relaciones para los cilindros antes dadas son para un solo cilindro o para cilindros orientados de tal forma que el flujo sobre ellos no resulte afectado por la presencia de otros. Asimismo, son aplicables a superficies lisas.

Pero si el flujo se da sobre un banco de tubos, estos influyen sobre el patrón de flujo y el nivel de turbulencia corriente abajo y, por consiguiente, sobre la transferencia de calor hacia ellos o desde ellos.

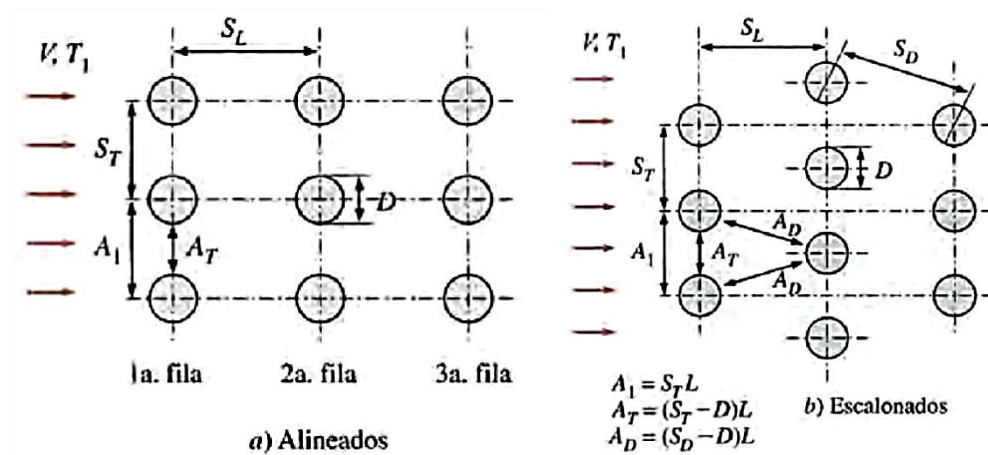
Figura 8. Flujo externo en un banco de tubos



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/22556191/Conveccion-flujo-externo>

Por lo tanto, cuando se analiza la transferencia de calor desde un banco de tubos en flujo cruzado, se deben considerar a la vez todos los tubos en el haz. Los tubos en un banco suelen disponerse alineados o escalonados en la dirección del flujo, como se muestra en la figura 9. **[10]**

Figura 9. Disposición de los tubos en los bancos alineados o escalonados



Fuente: INCROPERA, F.P. Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa

Considerando que:

$D$  = Diámetro exterior del tubo se toma como la longitud característica, en m.

$S_T$  = Paso transversal entre los centros de los tubos, en m.

$S_L$  = Paso longitudinal entre los centros de los tubos, en m.

$S_D$  = Paso diagonal entre los centros de los tubos, en m.

$A_1$  = Área de flujo en la entrada entre de los tubos, en  $m^2$ .

$A_T$  = Área de flujo entre los centros de los tubos, en  $m^2$ .

$A_D$  = Área de flujo entre los centros de los tubos de una fila distinta (disposición de tubos escalonada), en  $m^2$ .

El paso diagonal se determina a partir de:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad (20)$$

Conforme el fluido entra en el banco, el área de flujo disminuye de:

$$A_1 = S_T L \quad (21)$$

hasta:

$$A_T = (S_T - D)L \quad (22)$$

en consecuencia la velocidad aumenta.

En los bancos de tubos las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima  $V_{m\acute{a}x}$  que se tiene dentro del banco más que por la velocidad aproximada  $V$ . Por lo tanto, el número de Reynolds se define sobre la base de la velocidad máxima como:

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\nu} \quad (23)$$

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Así para la disposición de alineados la ecuación de la velocidad máxima queda:

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V_a \quad (24)$$

Donde:

$V_a =$  Velocidad aproximada de entrada del fluido, en  $\frac{m}{s}$ .

Para la disposición de tubos escalonados, siempre que  $2A_D > A_T$ , todavía la velocidad máxima ocurre en  $A_T$ , por lo que se calcula con la ecuación anterior.

Pero si  $2A_D < A_T$  o  $2(S_D - D) < (S_T - D)$  entonces la velocidad máxima está dada por:

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \quad (25)$$

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos. Más recientemente, Zukauskas ha propuesto correlaciones cuya forma general es:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (26)$$

Todas las propiedades, excepto  $Pr_s$  se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido dada por:

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (27)$$

Donde:

$T_i =$  Temperatura del fluido en la admisión del banco de tubos, en °C.

$T_e =$  Temperatura del fluido en la salida del banco de tubos, en °C.

Los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds, se presentan en la tabla 2 para bancos de tubos con 16 o más filas ( $N_L > 16$ ).

Se pueden utilizar estas correlaciones para bancos de tubos menores de 16 filas ( $N_L < 16$ ), realizando una corrección.

$$Nu_{D,N_L} = F Nu_D \quad (28)$$

Donde:

F = Factor de corrección representado en la tabla 3.

Tabla 3. Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para  $N > 16$  y  $0,7 < Pr < 500$  (Zukauskas, 1987)

Disposición	Rango de $Re_D$	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ - $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ - $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

Tabla 4. Factor de corrección F para  $N_L < 16$  y  $(Re)_D > 1000$  (Zukauskas, 1987)

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

**2.6.9.2 Convección natural sobre superficies exteriores.** El proceso de convección libre surge como consecuencia de la diferencia entre las densidades de las partículas calientes y las frías del agente portador de calor. [8]

Puesto que sobre las partículas calientes actúa una fuerza de sustentación o fuerza de empuje de Arquímedes, es precisamente esa fuerza la que provoca el movimiento de convección del fluido, esta fuerza será mayor, cuando la diferencia de temperatura entre los medios sea también grande.

Las correlaciones empíricas sencillas para el número promedio de Nusselt  $Nu$  en la convección natural son de la forma: **[10]**

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(GrPr)^n = CRa^n \quad (29)$$

Los valores de las constantes  $C$  y  $n$  dependen de la configuración geométrica de la superficie y del régimen de flujo, el cual se caracteriza por el rango del número de Rayleigh. En la tabla 4 se encuentran relaciones simples para el cálculo del número promedio de Nusselt para varias configuraciones geométricas.

Para el caso de cilindros verticales, puede tratarse como una placa vertical. En este caso Churchill y Chu recomiendan una relación que se puede aplicar en placas verticales sobre todo el intervalo de Raleigh. **[12]**

Es de la forma:

$$Nu = 0.68 + \frac{0.670Ra^{1/4}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \text{ para } Ra < 10^9 \quad (30)$$

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.492/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \text{ para } 10^{-1} < Ra < 10^{12} \quad (31)$$

La ecuación 30 es también una representación satisfactoria para flujo de calor constante.

Y, en el caso de cilindros horizontales se puede aplicar la siguiente relación:

$$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (32)$$

También para el caso de cilindros horizontales Mc Adams recomienda la relación: **[8]**

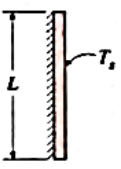
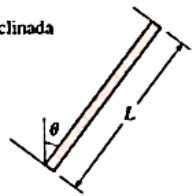
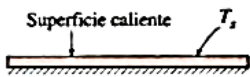
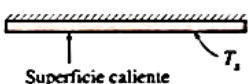
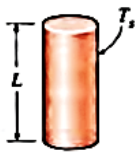
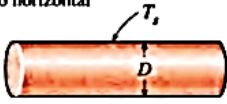
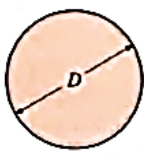
$$Nu = 0,4 \quad 0 < Ra < 10^{-5} \quad (33)$$

$$Nu = 0,53(Ra)^{0,25} \quad 10^4 < Ra < 10^9 \quad (34)$$



$$Nu = 0,13(Ra)^{\frac{1}{3}} \quad 10^9 < Ra < 10^{12} \quad (35)$$

Tabla 5. Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre las superficies

Configuración geométrica	Longitud característica $L_c$	Intervalo de Ra	Nu
<b>Placa vertical</b> 	$L$	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59 Ra_L^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1 Ra_L^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
<b>Placa inclinada</b> 	$L$		Utilícen las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente  Reemplácese $g$ por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
<b>Plástico horizontal</b> (Área superficial $A$ y perímetro $p$ ) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría) 	$A_s/p$	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54 Ra_L^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15 Ra_L^{1/3}$ (9-23)
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27 Ra_L^{1/4}$ (9-24)
<b>Cilindro vertical</b> 	$L$		Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando  $D \geq \frac{35L}{Gr_L^{1/4}}$
<b>Cilindro horizontal</b> 	$D$	$Ra_D \leq 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-25)
<b>Esfera</b> 	$D$	$Ra_D \leq 10^{11}$ $(Pr \geq 0.7)$	$Nu = 2 + \frac{0.589 Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$ (9-26)

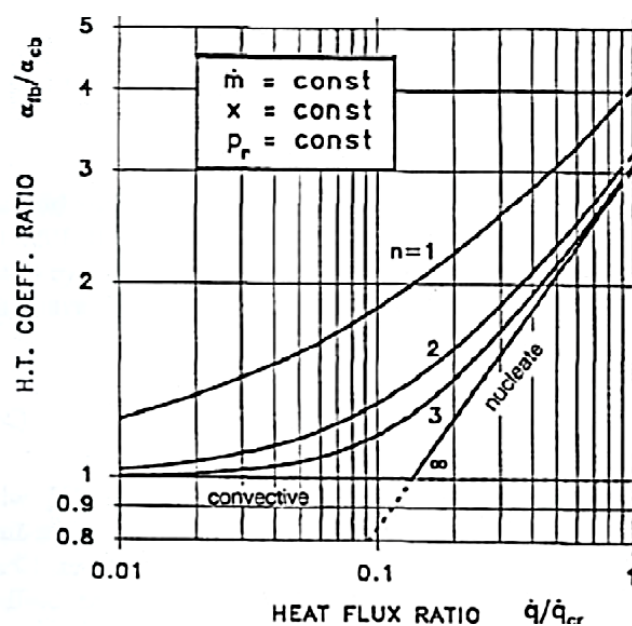
Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

**2.6.10 Transferencia de calor en ebullición.** La ebullición es un proceso de cambio de fase en donde las burbujas se forman en la superficie de calentamiento y/o en una capa de líquido sobrecalentada cerca de la superficie de calentamiento. Se denomina ebullición en recintos cerrados, cuando los procesos de ebullición se encuentran referidos a ebullición en convección natural, estando el líquido cerrado en un recipiente y se denomina ebullición forzada el líquido fluye sobre la superficie de calentamiento por medio de una bomba u otro medio.

En ebullición forzada, se asume que existen dos fenómenos de ebullición: ebullición nucleada y ebullición convectiva. El primer proceso se tiende a calcular partiendo de correlaciones de ebullición en recintos cerrados, y la ebullición convectiva, tiende a calcularse a partir de correlaciones de simple fase multiplicadas por un factor de aumento.

**2.6.10.1 Ebullición forzada.** El proceso de transmisión de calor en ebullición forzada es un fenómeno complejo, en el que intervienen una serie de patrones de flujo, que caracterizan la transferencia de calor. Dado que los patrones de flujo se ven influenciados por la geometría de la superficie donde se produce la ebullición, se ha creado una simplificación que permite obtener resultados aceptables.

Figura 10. Gráfico explicativo de las transiciones de ebullición convectiva a ebullición nucleada. Condiciones de experimentación de flujo másico constante, título de vapor, y presión relativa constante



Fuente: Steiner y Taborek (1992)

La simplificación consiste en considerar dos términos de ebullición, la ebullición nucleada y ebullición convectiva. A lo largo de los años se han propuesto diferentes formas de establecer la transición de uno a otro fenómeno, y éstos se pueden agrupar correlaciones de superposición (Chen, 1963), correlaciones de efectos separados (Shah, 1982) y correlaciones de tipo asintótico (Steiner y Taborek, 1992). Fuera de esta clasificación, se encontraría el modelo de Kandlikar (1990), que separa zonas de dominancia de los fenómenos, y en cada una de estas zonas considera la influencia de los efectos convectivos y de nucleación. [13]

Para el cálculo de la ebullición forzada se tomará en cuenta la correlación de Kandlikar, ya que separa las zonas de dominancia y considera a la ebullición como nucleada y convectiva.

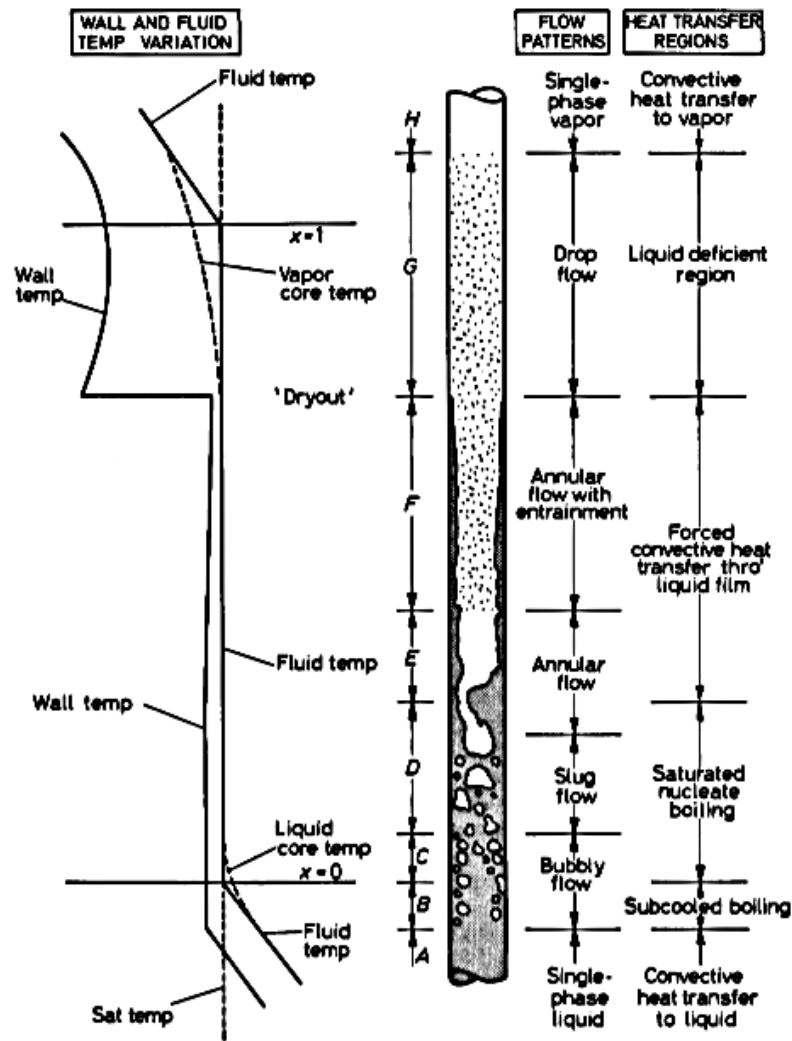
**2.6.10.2 Convección por ebullición forzada en tubos estudios en tubos horizontales y verticales.** La secuencia típica de los regímenes de flujo para el flujo ascendente por convección forzada de ebullición en un tubo vertical uniformemente climatizada ( $q'' = \text{const}$ ) se muestra en la figura 11. Puesto que la gravedad actúa paralela a la dirección del flujo, el flujo por ebullición ascendente en el tubo es simétrica respecto al eje. La fuerza de la gravedad juega un papel más dominante, mientras que la fuerza de cizallamiento en la interface líquido-vapores menos importante. El fluido entra en el tubo en forma de líquido subenfriado, y deja el tubo como vapor sobrecalentado.

La fracción de burbujas aumenta desde cero en la entrada del tubo hasta uno en la salida del tubo.

Puesto que la densidad del vapor es significativamente menor que la del líquido, la densidad de la mezcla de dos fases disminuye significativamente a lo largo de la dirección del flujo. Para mantener el flujo de masa constante a lo largo de la dirección del flujo, la velocidad media debe aumentar sustancialmente para que coincida con el aumento significativo de la velocidad de fase de vapor.

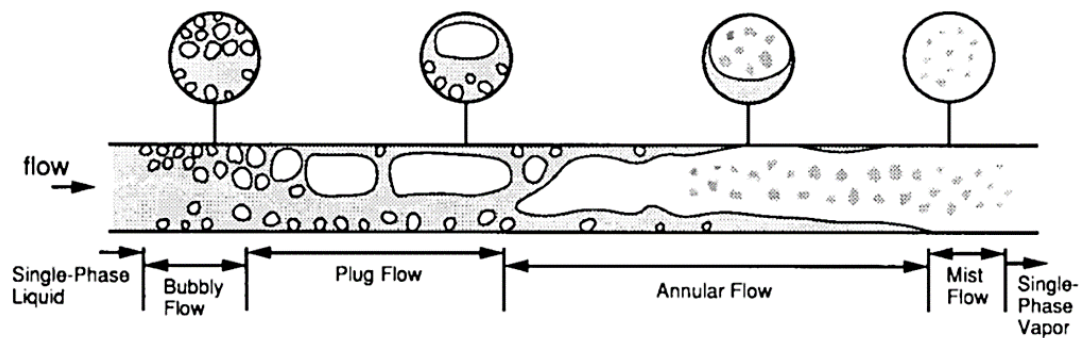
La creciente disparidad entre el vapor y las velocidades de líquido a lo largo de la dirección del flujo se traducirá en cambios en los patrones de flujo a lo largo de la dirección del flujo.

Figura 11. Regímenes de ebullición convectiva en un tubo vertical



Fuente: Forced Convective Boiling in Tubes by A. Faghri& Y. Zhang

Figura 12. Regímenes de ebullición convectiva en un tubo horizontal



Fuente: Forced Convective Boiling in Tubes by A. Faghri& Y. Zhang

**2.6.10.3 Correlación de Kandlikar.** (1990, 1991) propuso una correlación de transferencia de calor por convección generalizada de ebullición para tubos verticales y horizontales.

En la propuesta de este modelo, el autor partió de 5000 datos experimentales de coeficientes de ebullición forzada de distintos autores, fundamentalmente refrigerantes. Entre los fluidos se encuentran agua, R-11, R-12, R-13B, R-22, R113, R-114, R152A, nitrógeno. La correlación de Kandlikar ha demostrado que obtiene muy buenos resultados en las predicciones de los coeficientes. La desviación estándar obtenida según el mismo autor es del 15,9 % y de un 18,8% para el caso de los refrigerantes, y los resultados son comparables a los resultados de Shah. [13]

La obtención de los coeficientes se describe a continuación. Kandlikar divide las regiones de ebullición en dos, en función de que fenómeno se muestra presente, sea nucleada o convectiva.

El coeficiente global de transferencia de calor para ebullición convectiva en un tubo vertical u horizontal se puede escribir como: [14]

$$h = \max[h_{NBD}, h_{CBD}] \quad (36)$$

Donde:

$h_{NBD}$  = Coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición nucleada dominante.

$h_{CBD}$  = Coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición convectiva dominante.

Los coeficientes de ebullición se calculan por medio de las expresiones siguientes:

$$h_{NBD} = [0,6683Co^{-0,2}f_2(Fr_{lo}) + 1058Bo^{0,7}F_{fl}](1-x)^{0,8}h_{lo} \quad (37)$$

$$h_{CBD} = [1,136Co^{-0,9}f_2(Fr_{lo}) + 667,2Bo^{0,7}F_{fl}](1-x)^{0,8}h_{lo} \quad (38)$$

Donde:

$Co$  = Número de convección.

$Bo$  = Punto de ebullición.

$Fr_{lo}$  = Número de Froude.

$F_{fl}$  = parámetro de asociación superficie fluido.

$X$  = calidad del fluido.

El número de convección  $Co$  se define como: **[13]**

$$Co = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \quad (39)$$

Donde:

$\rho_v$  = Densidad del fluido como vapor, en  $\frac{Kg}{m^3}$ .

$\rho_l$  = Densidad del fluido en fase líquida, en  $\frac{Kg}{m^3}$ .

$Bo$  es el punto de ebullición y se encuentra definido como:

$$Bo = \frac{q''}{G h_{fg}} \quad (40)$$

Donde:

$q''$  = Velocidad neta de transferencia de calor desde la superficie expresada por unidad de área de la superficie, en  $\frac{W}{m^2}$ .

$G$  = Velocidad másica, en  $\frac{Kg}{s \cdot m^2}$ .

$h_{fg}$  = Diferencia entre entalpías de saturación, en  $\frac{J}{kg}$ .

La velocidad neta de transferencia de calor se define como:

$$q'' = \frac{q}{A} \quad (41)$$

Donde:

$q$  = Capacidad calorífica a transmitirse, en  $W$ .

$A$  = Área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor, en  $m^2$ .

El número de Froude es un número adimensional que relaciona el efecto de las fuerzas de inercia y la fuerzas de gravedad que actúan sobre un fluido, se define por:

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_{int}} \quad (42)$$

Donde:

$g =$  Aceleración de la gravedad, en  $\frac{m}{s^2}$ .

$D_{int} =$  Diámetro interno de la tubería, en m.

Tabla 6. Parámetro  $F_{fl}$  de la correlación de Kandlikar para tubos de cobre

Fluido	$F_{fl}$	Fluido	$F_{fl}$
Agua	1,00	R-114	1,24
R-11	1,30	R-134a	1,63
R-12	1,50	R-152a	1,10
R-13B1	1,31	Nitrógeno	4,70
R-22	2,20	Neón	3,50
R-113	1,30		

Fuente: [https://www.thermofluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat\\_Transfer\\_Pr edictions\\_for\\_Forced\\_Convective\\_Boiling#References](https://www.thermofluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat_Transfer_Pr edictions_for_Forced_Convective_Boiling#References)

El parámetro de asociación superficie fluido  $f_{fl}$  depende de la combinación del material, líquido y tubo utilizado. Para los tubos de acero inoxidable,  $f_{fl}$  se toma como 1, independientemente del tipo de fluido para los tubos de cobre,  $f_{fl}$  se puede obtener de la tabla 5. Inicialmente Kandlikar estableció el valor de este parámetro para los fluidos estudiados por el mismo.

Para líquidos con un número de Prandtl entre 0,5 y 2000, una gama que cubre la mayoría de los líquidos, excepto de metal líquido, el coeficiente de transferencia de calor en las ecuaciones antes mencionadas es: [14]

$$h_{lo} = \begin{cases} \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo} - 1000) Pr_l (f/2)}{1 + 12,7 (Pr_l^{2/3} - 1) (f/2)^{0,5}} & 2300 \leq Re_{lo} \leq 10^4 \end{cases} \quad (43)$$

$$h_{lo} = \begin{cases} \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo} Pr_l (f/2))}{1,07 + 12,7 (Pr_l^{2/3} - 1) (f/2)^{0,5}} & 10^4 \leq Re_{lo} \leq 5 \times 10^6 \end{cases} \quad (44)$$

El número de Reynolds  $Re_{lo}$  se obtiene considerando que solo la fracción de líquido circula por el tubo.

$$Re_{lo} = \frac{g(1-x)D_{int}}{\mu_f} \quad (45)$$

El factor de fricción  $f$  se calcula con la ecuación:

$$f = (1,58 \ln Re_{lo} - 3,28)^{-2} \quad (46)$$

Para el caso de tubos horizontales, y para corregir los coeficientes de ebullición en el caso en el que se tenga flujo estratificado, Kandlikar recomienda utilizar un nuevo término dependiente del número de Froude, que multiplicaría el primer sumando de las expresiones de las ecuaciones. Este es:

$$e_F = (25Fr)^{0,3} \quad (47)$$

La correlación estudiada anteriormente es válida para los  $0,001 < x < 0,95$ . [14]

**2.6.11 Coeficiente global de transferencia de calor.** El coeficiente global de transferencia de calor "U" es utilizado para simplificar el cálculo especialmente en intercambiadores de calor. Se lo define como la intensidad total de transferencia de calor a través de un material.

Es el coeficiente de transferencia de calor resultante después de tener en cuenta la conductividad térmica y la conductancia de la capa superficial. Es decir: análogo a la electricidad es el resultado de reducir todo el circuito eléctrico, a una sola resistencia total, la cual se relaciona con U, de la siguiente manera:

$$R_{Total} = \frac{1}{UA} \quad (48)$$

Donde:

U= Coeficiente de transferencia de calor total, en  $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ .

Figura 13. Coeficiente global de transferencia de calor



$$R_{total} = \frac{1}{U A}$$

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/47380156/Coeficiente-global-de-transferencia-de-calor>



Considere ahora la transferencia de calor unidimensional en estado estacionario a través de una pared plana de espesor  $L$ , área  $A$  y conductividad térmica  $k$  que está expuesta a la convección sobre ambos lados hacia fluidos a las temperaturas  $T_{\infty 1}$  y  $T_{\infty 2}$ , con coeficientes de transferencia de calor  $h_1$  y  $h_2$  (Figura 14).

En condiciones estacionarias, se tiene:

$$\left( \begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{convección de calor} \\ \text{hacia la pared} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{conducción de calor} \\ \text{a través de la pared} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{c} \text{Razón de la} \\ \text{convección de calor} \\ \text{desde la pared} \end{array} \right)$$

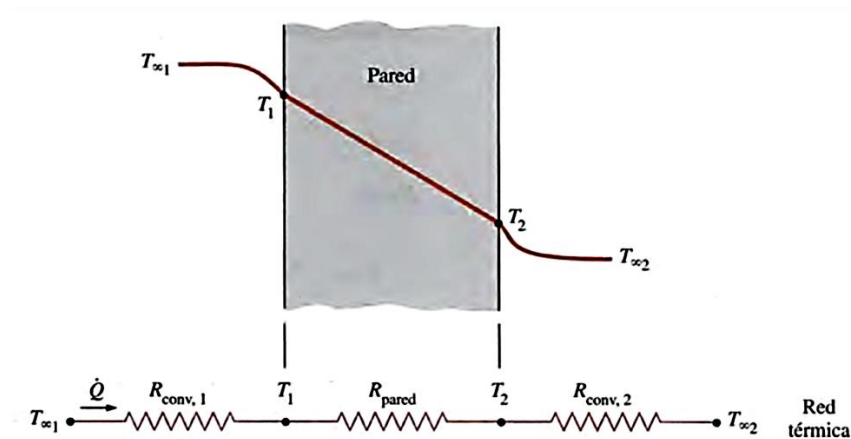
$$\dot{Q} = h_1 A (T_{\infty 1} - T_1) = k A \frac{T_1 - T_2}{L} = h_2 A (T_2 - T_{\infty 2}) \quad (49)$$

La expresión puede reacomodarse de la siguiente forma: **[15]**

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\infty 1} - T_1)}{\frac{1}{h_1 A}} = \frac{T_1 - T_2}{\frac{L}{k A}} = \frac{(T_2 - T_{\infty 2})}{\frac{1}{h_2 A}} \quad (50)$$

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\infty 1} - T_1)}{R_{conv 1}} = \frac{T_1 - T_2}{R_{pared}} = \frac{(T_2 - T_{\infty 2})}{R_{conv 2}} \quad (50)$$

Figura 14. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor a través de una pared plana sujeta a convección sobre ambos lados.



Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

Como las resistencias térmicas están en serie, la resistencia térmica equivalente se determina sumando cada una de las resistencias.

$$\dot{Q} = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{Total}} = \frac{\Delta T}{R} \quad (W) \quad (51)$$

$$R_{Total} = R_{conv\ 1} + R_{pared} + R_{conv\ 2} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_2 A} \quad \left(\frac{^\circ C}{W}\right) \quad (52)$$

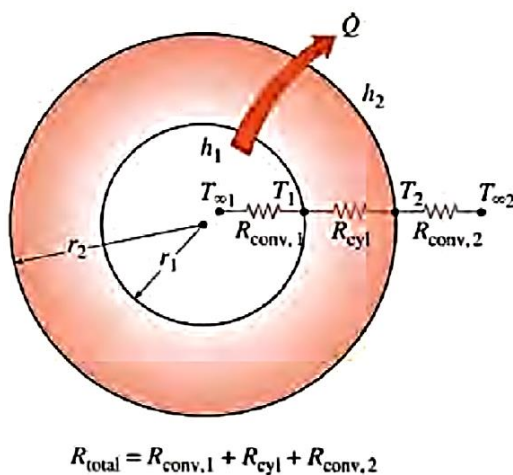
Al reacomodar la ecuación 51 se puede expresar la transferencia de calor a través de un medio de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento.

Así al reemplazar la ecuación 47 en la ecuación 51 se tiene:

$$\dot{Q} = UA\Delta T \quad (53)$$

Estudiando el caso para un tramo de tubería como el de la figura 10 la resistencia equivalente estaría expresada por la ecuación 51.

Figura 15. Red de resistencias térmicas para la transferencia de calor para un casco cilíndrico sujeto a convección en el lado interno y externo



Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

Pero la resistencia total estaría definida por: [15]

$$R_{Total} = R_{conv\ 1} + R_{cil} + R_{conv\ 2} = \frac{1}{h_1(2\pi r_1 L)} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2(2\pi r_2 L)} \quad \left(\frac{^\circ C}{W}\right) \quad (54)$$

Donde:

$r_1, r_2 =$  Radio interior y exterior del tubo, en m.

$h_1, h_2 =$  Coeficiente de transferencia de calor interna y externa del tubo, en  $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ .

$K =$  Conductividad térmica del material, en  $\frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ .

$L =$  Longitud en m.

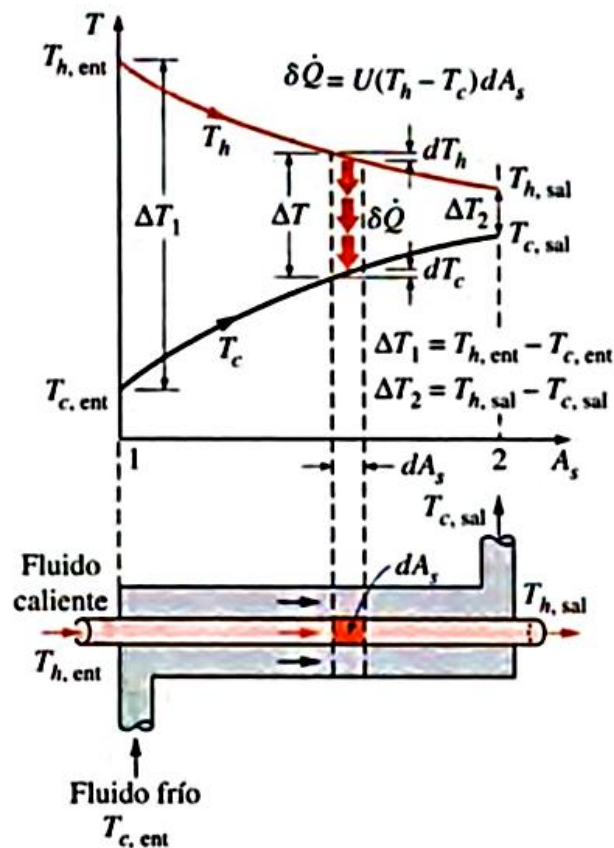
A más de estas resistencias térmicas existen otras más como la resistencia por ensuciamiento,  $R_f$ , debido al tiempo de trabajo y a las impurezas que tiene el fluido.

**2.6.12 Método de la diferencia de la temperatura media logarítmica.** La diferencia de temperatura media logarítmica es la forma apropiada de la diferencia de temperatura promedio que debe usarse en el análisis de los intercambiadores de calor. Así la ecuación 53 puede expresarse de la siguiente forma:

$$Q = AUF(LMTD) \quad (55)$$

Con el fin de desarrollar una relación para la diferencia de temperatura promedio equivalente entre los dos fluidos considérese el intercambiador de calor de tubo doble y flujo paralelo que se muestra en la figura 11. Nótese que la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida. [10]

Figura 16. Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador de calor de tubo doble y flujo paralelo



Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

Realizando un balance de energía sobre el elemento diferencial mostrando en la figura 16 y tomando en cuenta las siguientes consideraciones: el intercambiador de calor está aislado en sus alrededores, la conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante, los cambios de energía potencial y cinética son despreciables, los calores específicos son constantes y el coeficiente global de transferencia de calor es constante, se puede definir a la diferencia de la temperatura media logarítmica como:

$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (56)$$

$\Delta T_1$  y  $\Delta T_2$  Representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en los extremos de entrada y de salida del intercambiador y se calculan de la forma:

$$\Delta T_1 = T_{c1} - T_{f1} \quad (57)$$

$$\Delta T_2 = T_{c2} - T_{f2} \quad (58)$$

**2.6.13 Calor latente.** Es la energía requerida por una cantidad de sustancia para cambiar de fase, de sólido a líquido (calor de fusión) o de líquido a gaseoso (calor de vaporización). Se debe tener en cuenta que esta energía en forma de calor se invierte para el cambio de fase y no para un aumento de la temperatura; por tanto al cambiar de gaseoso a líquido y de líquido a sólido se libera la misma cantidad de energía. **[16]**

Es igual a la masa de calor latente a la presión y temperatura del proceso.

$$q = m_v h_{fg} \quad (59)$$

El calor latente del agua es:

De fusión: 334,4 kJ/kg (79,9 Kcal/kg) a 0 °C.

De evaporación: 2257 kJ/kg (539 Kcal/kg) a 100 °C.

## 2.7 Adquisición de datos

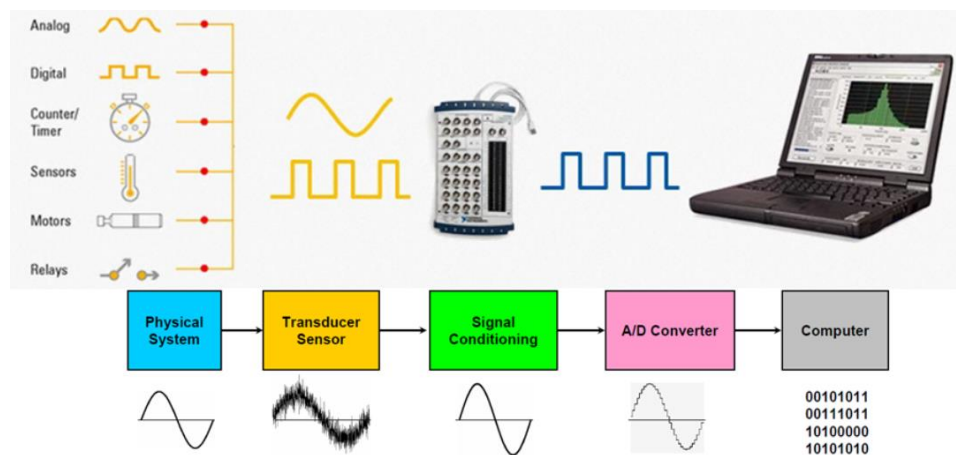
La adquisición de datos o adquisición de señales, consiste en recopilar información o muestras para documentar o analizar un fenómeno que está ocurriendo en la realidad (sistema analógico).

Para ejemplificar la adquisición de datos se puede pensar en un técnico registrando la temperatura de un horno en un papel, está realizando una adquisición de datos. Pero

como la tecnología ha avanzado, este tipo de proceso se ha simplificado y hecho más preciso, versátil y fiable a través de equipos electrónicos que adquiere estas señales y generan datos que pueden ser manipulados por un ordenador u otras electrónicas (sistema digital).

Básicamente consiste en adquirir señales físicas, convertirlas en tensiones eléctricas y digitalizarlas de manera que se puedan procesar en una computadora o PAC. Se requiere una etapa de acondicionamiento, que adecúa la señal a niveles compatibles con el elemento que hace la transformación a señal digital. El elemento que hace dicha transformación es el módulo de digitalización o tarjeta de Adquisición de Datos (DAQ).

Figura 17. Sistema de Adquisición de Datos DAQ



Fuente: <http://wiki.gxtechnical.com/commwiki/servlet/hwiki?Usando+GeneXus+en+Sistemas+de+Adquisici%C3%B3n+de+Datos+y+Control>

**2.7.1 Elementos del sistema de adquisición de datos.** Para obtener información acerca de cualquier fenómeno físico se utilizan sensores (también llamados transductores). Estos obtienen la información convirtiendo la magnitud física en una señal eléctrica.

Esta señal puede ser un voltaje o una corriente que por lo general tiene mucho ruido que la distorsiona, por esta razón es necesario acondicionarla con un circuito adecuado.

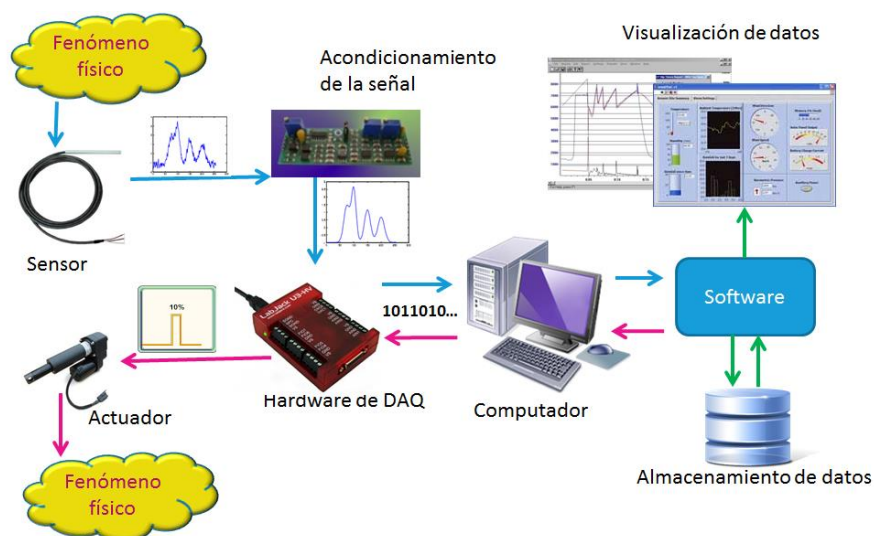
Luego para poder leer estas señales se utiliza una interface especial. Este hardware de adquisición de datos tiene generalmente múltiples entradas y salidas analógicas y digitales. Hay muchos dispositivos para leer estas señales que están disponibles comercialmente, algunos de carácter general y otros altamente especializados, con precios que varían entre los U\$S 100 a decenas de miles de dólares.

Para digitalizar las señales analógicas, esta interface tiene uno o varios conversores analógico digitales, y para poder generar un voltaje a partir de un dato digital incluye conversores digitales-analógicos. También incluye contadores y temporizadores.

Una vez que la información está accesible desde el computador, se puede utilizar un software comercial o desarrollar uno para analizarla, desplegarla y almacenarla, tomando en cuenta que no solo se puede capturar información sino que también se puede generar una acción, como causar un movimiento que se cierre un circuito o encender un dispositivo, etc. a partir de un comando dado desde nuestro programa.

El hardware de DAQ se conecta a un PC de varias maneras, puede ser una tarjeta PCI, PCMCIA o comunicarse por USB, WiFi, Ethernet, RS232 o ser productos especializados como PLCs o módulos PXI. [17]

Figura 18. Elementos del sistema de adquisición de datos



Fuente:<http://wiki.gxtechnical.com/commwiki/servlet/hwiki?Usando+GeneXus+en+Sistemas+de+Adquisici%C3%B3n+de+Datos+y+Control>

En cuanto al software, existe software comercial para DAQ muy conocidos como el LabView (de National Instruments) o incluso el MatLab tiene un módulo para adquisición de datos, pero también se puede desarrollar un software propio, ya que la mayoría de las interfaces DAQ proveen varios mecanismos para hacerlo.

Los fabricantes generalmente proveen una API (Application Program Interface) para poder acceder a estos dispositivos desde un lenguaje de programación propio. Esta API

puede ser una DLL, una clase Java o un wrapper para otros lenguajes como Python, Visual Basic, etc.

Muchos también proveen bibliotecas de controles visuales, con diversas formas de desplegar la información adquirida (como gráficas, lámparas, dispositivos, etc.) o controles para ingresar datos, por ejemplo botones, perillas, barras de desplazamiento, etc.

**2.7.2 Adquisición de datos con LABVIEW.** LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench), de National Instruments es un revolucionario ambiente de desarrollo gráfico con funciones integradas para realizar adquisición de datos, control de instrumentos, análisis de mediciones y presentaciones de datos. LabVIEW le da la flexibilidad de un poderoso ambiente de programación sin la complejidad de los ambientes tradicionales.

*LabVIEW tiene:*

- Un lenguaje desarrollado para medición, control y automatización, provee funcionalidad específica para que pueda acelerar el desarrollo de aplicaciones de medición, control y automatización.
- Ambiente de desarrollo intuitivo, tiene herramientas poderosas para crear aplicaciones sin líneas de texto de código. Solo se necesita colocar objetos ya contruidos para rápidamente crear interfaces de usuario. Después se especifica la funcionalidad del sistema armando diagramas de bloques.
- Fácil integración con miles de instrumentos y dispositivos de medición: se puede conectar de manera transparente con virtualmente todo tipo de hardware incluyendo instrumentos de escritorio, tarjetas insertables, controladores de movimiento y controladores lógicos programables (PLCs).

LabVIEWse puede conectar con otras aplicaciones y compartir datos a través de ActiveX, la Web, DLLs, librerías compartidas, SQL, TCP/IP, XML, OPC y otros, también tiene un compilador incluido que genera código optimizado, para trabajar a velocidades de ejecución comparables con programas C compilados. **[18]**

## CAPÍTULO III

### 3. PROYECCIÓN Y DISEÑO

#### 3.1 Definición del problema

Se requiere diseñar un sistema de generación de hielo tubular para utilizarlo como un banco de almacenamiento de capacidad frigorífica, que trabaje de manera eficiente, con un mínimo consumo de energía, en menor tiempo y de fácil limpieza, después de su uso. Pero, además se busca obtener un espesor y tamaño de hielo flexible.

#### 3.2 Alternativas de solución

**3.2.1** *Generador de hielo tubular con disposición vertical de tubería.* Como se mencionó en el capítulo anterior en un generador de hielo tubular con la disposición vertical de tubería, el hielo se forma en la superficie interna de unos tubos y tiene la forma de pequeños cilindros huecos. La máquina funciona automáticamente según un ciclo de tiempo y los tubos de hielo se desprenden mediante un proceso de desescarchado con gas caliente.

El sistema de generación es utilizado más bien para fabricar hielo en trozos que después serán comercializados.

Consta de:

- Un sistema frigorífico, que es el que congela el agua.
- Un sistema de recirculación de agua con una bomba que puede ser sumergible y su capacidad depende de la cantidad de agua que se tiene en un tanque.
- Un sistema de troceado del hielo, para que el hielo pueda ser manejable para su comercialización.
- Un sistema de control, el cual se encargará de controlar el encendido, procesamiento para la obtención de hielo y el apagado de la máquina.
- Un sistema de adquisición de datos, para observar cual es el comportamiento de las distintas temperaturas, tanto en el evaporador, como en el tanque y en la superficie en donde se está formando el hielo a más de los datos de espesor de hielo con respecto al tiempo.



**3.2.2** *Generador de hielo tubular con disposición horizontal de tubería.* A diferencia del generador de hielo mencionado anteriormente, en este generador, el hielo se forma en la superficie externa de unos tubos de cobre o de acero inoxidable dispuestos horizontalmente en el interior de un tanque de almacenamiento de agua. El hielo tiene un espesor entre 1 y 2 pulgadas.

Es un almacenamiento de capacidad frigorífica en forma de hielo cuya aplicabilidad se basa en el enfriamiento industrial en tipos de consumo en las áreas de producción de alimentos, industrias lácteas, cerveceras, producción de zumos de frutas, productos químicos y farmacéuticos etc.

Es decir que el hielo generado no se extraerá como un producto para su consumo, sino que, este servirá para enfriar otro fluido y así mantener una temperatura de enfriamiento constante.

Este generador también consta de:

- Un sistema frigorífico, para congelación de agua en la parte externa del serpentín.
- Un sistema de agitación de agua para producir convección forzada y así obtener una temperatura constante de agua en todo momento.
- Un sistema de control y adquisición de datos para la puesta en marcha del equipo y registro de datos de temperaturas del proceso y espesor de hielo.

### **3.3 Selección mejor alternativa**

En los dos tipos de generadores se puede obtener un trabajo eficiente y crear hielo en espesores flexibles, pero, puesto que se quiere diseñar un banco de hielo tubular para utilizarlo como un almacenamiento de capacidad frigorífica, la mejor alternativa sería la de diseñar y construir un banco de hielo tubular con la disposición horizontal de tubería (serpentes).

Se selecciona esta alternativa porque, a más de ser un almacenamiento de capacidad frigorífica, se tendrá un mínimo de consumo de energía ya que el objetivo es crear hielo para enfriar agua y no extraerlo del serpentín. Además la limpieza del equipo será fácil.

### 3.4 Selección del refrigerante de trabajo

Hace pocos años atrás se acostumbraba utilizar en nuestro país gases refrigerantes aparentemente inofensivos para nuestra salud y el medio ambiente, como: los gases refrigerantes R12, R22, R11 y R502.

Pero después al reconocer los problemas que se tenían al utilizar estos refrigerantes, como en el caso del R22, muy utilizado por su bajo punto de fusión, ( $-157^{\circ}\text{C}$ ), pero en la actualidad, prohibida su distribución por ser altamente perjudicial para la capa de ozono, se buscaron otras opciones en refrigerantes que no afecten al medio ambiente ni tampoco a nuestra salud.

Es por esta razón que, pensando en el medio ambiente y la salud, se selecciona un refrigerante ecológico: refrigerante R404A

El R404A es un refrigerante comercializado desde 1994. Este fluido es una mezcla no azeótropa de HFC-125, HFC-143a y HFC-134a. Se utiliza en las instalaciones nuevas, reemplazando al R502 y también se considera un serio candidato para reemplazar al R22.

#### *Aplicaciones:*

- a) Refrigeración en baja temperatura (sustituyendo al R502).
- b) Refrigeración de media temperatura (alternativa viable al R22).
- c) Refrigeración de alta temperatura (hasta  $7^{\circ}\text{C}$  de  $t_e$  temp. de evaporación).
- d) Refrigeración de muy baja temperatura (hasta  $-60^{\circ}\text{C}$ ), usando doble etapa. **[18]**

#### *Ventajas de su utilización:*

- a) Es un refrigerante que no contiene cloro en su composición, por lo que al utilizarlo hay un bajo potencial de calentamiento global y un impacto nulo de agotamiento del ozono.
- b) El R404A es muy poco tóxico, incluso con exposiciones prolongadas de tiempo.
- c) No es inflamable.
- d) Los vapores en caso de fuga se acumulan a nivel del suelo.

Para la utilización de este refrigerante debe considerarse que la lubricación del compresor debe realizarse con aceite P.O.E. (poliol-éster) por recomendación de los fabricantes, la búsqueda de fugas puede hacerse con una solución jabonosa, un

detector electrónico o una lámpara UV especializada y los complementos de carga deben realizarse en fase líquida.

### **3.5 Proyección para el diseño**

Para comenzar con los cálculos de la carga térmica se consideraron los siguientes aspectos:

*La capacidad de la unidad condensadora es de  $\frac{1}{2}$  hp.*

Considerando que el equipo a construir será utilizado como un prototipo para prácticas de laboratorio, no se necesita gran capacidad de producción en el equipo, sino más bien es un estudio demostrativo de generación de hielo. Por esta razón se elige esta capacidad, ya que se puede encontrar fácilmente en el mercado una unidad condensadora con esta especificación.

*El espesor de hielo que se formará es de 1 in.*

Este valor es impuesto por los autores y equivale a formar 17,8 Kg de hielo sobre todo el serpentín.

*Evaporador de cañería de cobre tipo L de  $\frac{1}{2}$  in de diámetro con una longitud de 6m.*

Se considera un evaporador de cobre tipo L (medio espesor), porque este material puede trabajar con refrigerantes como el R404A y cumple el papel de soporte para el hielo formado. Se utilizará un diámetro de  $\frac{1}{2}$  in considerando que es un equipo pequeño para laboratorio. La longitud que se impone está de acuerdo con la masa de hielo que se desea generar.

*La temperatura de ingreso de refrigerante al evaporador es de  $-5^{\circ}\text{C}$*

Se considera este dato tomando en cuenta las tablas para selección de la unidad condensadora, con la capacidad impuesta se buscó la temperatura a la cual ingresará el refrigerante al evaporador.

### **3.6 Cálculo de espesor de aislante**

El aislante térmico es importante en el diseño para evitar que se produzcan grandes pérdidas de calor al equipo, el aislante que se va a ocupar es espuma de poliuretano la cual trabaja aceptablemente a rangos de temperatura bajos.

Para la estimación del espesor de aislante necesario se basa en recomendaciones existentes como la que se muestra a continuación:

Tabla 7. Coeficiente global de transferencia de calor recomendado

°F	Piso $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	Pared $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	Techo $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$
28-35	0,378	0,226	0,189

Fuente: Apuntes de refrigeración

**3.6.1 Convección libre - aire exterior.** Para el cálculo del coeficiente convectivo por convección libre entre al aire que se encuentra en el interior del laboratorio de Transferencia de Calor y las paredes exteriores del tanque lo hacemos con los números adimensionales:

Número de Grashof

Las propiedades físicas del fluido ( $Pr$ ,  $\nu$ ,  $\alpha$  y  $\beta$ ) se deben evaluar a temperatura de la capa límite también llamada filmica definida por:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (14)$$

Donde:

Temperatura de superficie  $T_s = 20^\circ C$  se asume para después iterar

Temperatura del aire  $T_{\infty \text{aire}} = 22^\circ C$

$$T_f = \frac{(20^\circ C + (22)^\circ C)}{2} = 21^\circ C$$

Propiedades del aire evaluado a temperatura filmica (Anexo A)

Densidad  $\rho = 1,2956 \frac{Kg}{m^3}$

Viscosidad dinámica  $\mu = 192360 \frac{Kg}{m \cdot s}$

Viscosidad cinemática  $\gamma = 1,6 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$

Conductividad térmica  $k = 0,02576 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

Calor específico  $C_p = 1,005 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}$

Número de Prandtl  $Pr = 1,2056$

Coeficiente de Expansión:

$$\beta = 0,04762 \frac{1}{^\circ C}$$

$$Gr = \frac{g \beta}{\nu^2} (T_s - T_\infty) L^3 \quad (13)$$

$$Gr = \frac{\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \left(0,04762 \frac{1}{^\circ C}\right)}{\left(1,6 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}\right)^2} (22 - (21))^\circ C (0,55 m)^3 = 6,1 \times 10^8$$

Número de Rayleigh:

$$Ra = Gr * Pr \quad (17)$$

$$Ra = (6,1 \times 10^8)(1,2056) = 4,33 \times 10^8$$

Número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(0,492/Pr\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (31)$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 (4,33 \times 10^8)^{1/6}}{\left[1 + \left(0,559/1,2056\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 95,034$$

Coeficiente convectivo:

$$Nu = \frac{h_{\infty \text{ aire}} D}{K} \quad (26)$$

$$h_{\infty \text{ aire}} = \frac{Nuk}{D} = \frac{(95,034) \left(0,02576 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C}\right)}{0,55 m} = 4,45 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

**3.6.1.1 Convección libre –agua.** Para el cálculo del coeficiente convectivo entre el agua que se encuentra en reposo y las paredes internas del tanque se utilizan los siguientes números adimensionales:

Propiedades del agua evaluada a temperatura media aritmética:

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (27)$$

$$T_i = 18^\circ\text{C}$$

$$T_e = 1^\circ\text{C}$$

$$T_m = \frac{18^\circ\text{C} + 1^\circ\text{C}}{2} = 9,5^\circ\text{C}$$

Número de Grashof:

Las propiedades físicas del fluido ( $Pr$ ,  $\nu$ ,  $\alpha$  y  $\beta$ ) se deben evaluar a temperatura de la capa límite también llamada filmica definida por:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (14)$$

Donde:

Temperatura de superficie  $T_s = 5^\circ\text{C}$  se asume para después iterar

Temperatura del aire  $T_\infty = 9,5^\circ\text{C}$

$$T_f = \frac{(9,5^\circ\text{C} + (5)^\circ\text{C})}{2} = 7,25^\circ\text{C}$$

Propiedades del agua evaluada a temperatura filmica (Anexo B)

Densidad  $\rho = 999,496 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad dinámica  $\mu = 0,001428 \frac{\text{Kg}}{\text{m s}}$

Viscosidad cinemática  $\gamma = 1,429 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Conductividad térmica  $k = 0,58 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$

Calor específico  $C_p = 4,19688 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}$

Número de Prandtl  $Pr = 10,3644$

Número de grashof

$$Gr \ Pr = \frac{g \ \beta \ \rho^2 C_p}{\mu \ k} = 8,59 \times 10^9 \quad (\text{Anexo B})$$

Número de Rayleigh:

$$R_a = Gr * Pr = \frac{g \ \beta \ \rho^2 C_p}{\mu \ k} (T_\infty - T_s) L c^3 \quad (17)$$

$$R_a = 8,59 \times 10^9 (9,5 - 5) (0,5)^3 = 4,9 \times 10^9$$

Número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 R_a^{1/6}}{\left[ 1 + (0,492 / Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (31)$$

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 (4,9 \times 10^9)^{1/6}}{\left[ 1 + (0,559 / 10,3644)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 256,3205$$

Coeficiente convectivo

$$Nu = \frac{h_{\infty \text{ agua}} D}{K} \quad (26)$$

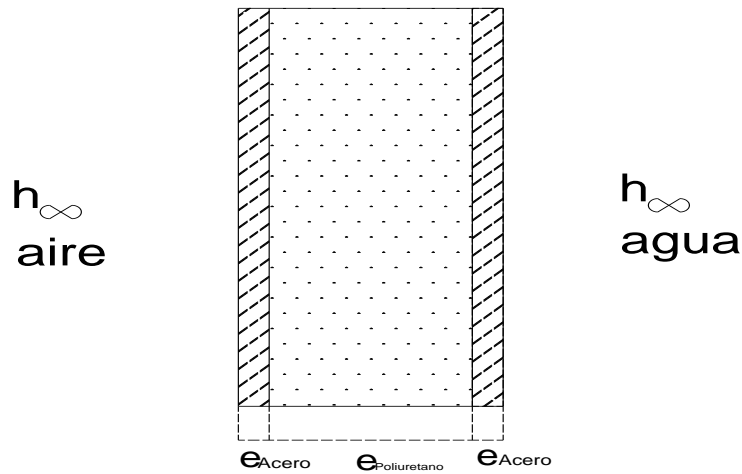
$$h_{\infty \text{ agua}} = \frac{Nu \ k}{D} = \frac{(256,3205) \left( 0,02576 \frac{W}{m \text{ } ^\circ C} \right)}{0,5 \ m} = 297,359 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$R_{Total} = \frac{1}{U_A} \quad (37)$$

$$U_o = \frac{1}{R_{Total} A_o}$$

Figura 19. Sección transversal de la pared del tanque



Fuente: Autores

$$R_{Total} = R_{conv 1} + R_{acero} + R_{poliuretano} + R_{acero} + R_{conv 2}$$

$$R_{Total} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{e_{poliuretano \text{ calculado}}}{k_{poliuretano} A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (55)$$

Remplazando en Ecuación 36 se obtiene:

$$U_o = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{e_{poliuretano \text{ calculado}}}{k_{poliuretano} A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{1}{h_2 A} \right] A}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{e_{poliuretano \text{ calculado}}}{k_{poliuretano}} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{1}{h_2}}$$

Donde:

Espesor de acero  $e_{acero} = 0,009 \text{ m}$

Conductividad térmica de acero  $k_{acero} = 14,9 \frac{W}{m^{\circ}C}$

Conductividad térmica del poliuretano  $k_{poliuretano} = 0,017 \frac{W}{m^{\circ}C}$

Coeficiente convectivo interior agua  $h_1 = h_{\infty \text{ agua}} = 297,3595 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$

Coeficiente convectivo exterior Aire  $h_2 = h_{\infty \text{ aire}} = 4,45 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$



Coeficiente global de transferencia de calor recomendado  $U_o = U_{rec} = 0,378 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

Para las paredes:

$$U_{rec} = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{e_{poliuretano \text{ calculado}}}{k_{poliuretano}} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{1}{h_2}}$$

$$e_{poliuretano \text{ calculado pared}} = k_{poliuretano} \left( \frac{1}{U_{rec}} - \frac{1}{h_1} - \frac{e_{acero}}{k_{acero}} - \frac{e_{acero}}{k_{acero}} - \frac{1}{h_2} \right)$$

$$\begin{aligned} e_{poliuretano \text{ calculado pared}} &= 0,017 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \left( \frac{1}{0,378 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} - \frac{1}{297,3595 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} - \frac{0,009 m}{14,9 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} - \frac{0,009 m}{14,9 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} - \frac{1}{4,45 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} \right) \\ &= 0,03996 m \end{aligned}$$

Para el piso:

$$\begin{aligned} e_{poliuretano \text{ calculado piso}} &= 0,017 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \left( \frac{1}{0,226 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} - \frac{1}{297,3595 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} - \frac{0,009 m}{14,9 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} - \frac{0,009 m}{14,9 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}} - \frac{1}{4,45 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} \right) \\ &= 0,07134 m \end{aligned}$$

Se selecciona un espesor de aislante promedio entre los dos espesores encontrados.

$$e_{poliuretano} = \frac{e_{poliuretano \text{ calculado pared}} + e_{poliuretano \text{ calculado piso}}}{2}$$

$$e_{poliuretano} = \frac{0,03996 m + 0,07134 m}{2} = 0,05565 m$$

Como el espesor obtenido es  $e_{poliuretano} = 0,05565 m$  se selecciona un espesor de aislante de 2 in (0,0508 m).

### 3.7 Cálculo de la carga térmica

La carga térmica que puede aprovecharse viene dado por el balance de energía del evaporador:

$$q_{neto} = q_{equipo} - q_{perdidas} \quad (60)$$

Donde:

Capacidad de la unidad condensadora  $q_{equipo} = 1226 W$

Flujo de calor al ambiente

$q_{p\acute{e}rdidas}$

**3.7.1 Flujo de calor al ambiente.** El flujo de calor al ambiente se lo realiza con una convección libre ya que el prototipo se ubica en el interior del laboratorio de transferencia de calor de la Facultad de Mecánica, y la velocidad del viento se le considera nula.

Cálculo el flujo de calor

$$q_{perdida} = U_o A F LMTD$$

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$R_{Total} = \frac{1}{U_o A} \quad (37)$$

$$U_o = \frac{1}{R_{Total} A_o}$$

$$R_{Total} = R_{conv 1} + R_{acero} + R_{poliuretano} + R_{acero} + R_{conv 2}$$

$$R_{Total} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{e_{poliuretano}}{k_{poliuretano} A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (55)$$

Remplazando en la ecuación 36 se obtiene:

$$U_o = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_1 A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{e_{poliuretano}}{k_{poliuretano} A} + \frac{e_{acero}}{k_{acero} A} + \frac{1}{h_2 A} \right] A}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{e_{poliuretano}}{k_{poliuretano}} + \frac{e_{acero}}{k_{acero}} + \frac{1}{h_2}}$$

Donde:

Espesor de acero

$$e_{acero} = 0,009 \text{ m}$$

Conductividad térmica de acero

$$k_{acero} = 14,9 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Espesor de acero

$$e_{poliuretano} = 0,0508 \text{ m}$$

Conductividad térmica del poliuretano

$$k_{poliuretano} = 0,017 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Coeficiente convectivo interior (agua)  $h_1 = h_{\infty agua} = 297,3595 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$

Coeficiente convectivo exterior (aire)  $h_2 = h_{\infty aire} = 4,45 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{297,3595 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}} + \frac{0,009 m}{14,9 \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}} + \frac{0,0508 m}{0,017 \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}} + \frac{0,009 m}{14,9 \frac{W}{m \text{ } ^\circ K}} + \frac{1}{4,45 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}}}$$

$$U_o = 0,310911 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Área Pared 1:

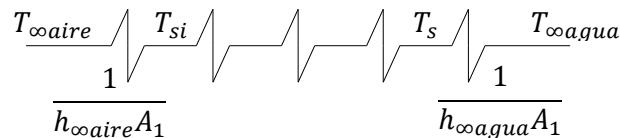
$$A_{pared\ 1} = (0,55\ m)(0,8m) = 0,44\ m^2$$

$$q_{pared\ 1} = U_o A_{pared\ 1} (T_{\infty aire} - T_{\infty agua})$$

$$q_{pared\ 1} = \left(0,310911 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right) (0,44\ m^2) (22 - 9,5)^\circ C = 1,71\ W$$

Se itera para encontrar la temperatura de pared.

Figura 20. Resistencias térmicas



Fuente: Autores

$$q = \frac{\Delta T}{\sum R_t} \quad (61)$$

$$\Delta T = q \sum R_t$$

$$\sum R_t = \frac{1}{h_{\infty aire} A_1} \quad (62)$$

$$\sum R_t = \frac{1}{\left(4,45 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right) (0,44\ m^2)} = 0,5107 \frac{^\circ C}{W}$$

$$\Delta T = (1,71\ W) \left(0,5107 \frac{^\circ C}{W}\right) = 0,873\ ^\circ C$$

$$\Delta T = T_{\infty \text{aire}} - T_{\text{si}}$$

$$T_{\text{si}} = T_{\infty \text{aire}} - \Delta T$$

$$T_{\text{si}} = 22 \text{ }^{\circ}\text{C} - 0,873 \text{ }^{\circ}\text{C} = 21,12699^{\circ}\text{C}$$

$$q = \frac{\Delta T}{\sum R_t} \quad (61)$$

$$\Delta T = q \sum R_t$$

$$\sum R_t = \frac{1}{h_{\infty \text{agua}} A_1} \quad (62)$$

$$\sum R_t = \frac{1}{\left(297,35 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}\right) (0,35 \text{ m}^2)} = 0,0096 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}$$

$$\Delta T = (1,71 \text{ W}) \left(0,0096 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right) = 0,0164 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = T_s - T_{\infty \text{agua}}$$

$$T_s = T_{\infty \text{agua}} + \Delta T$$

$$T_{\text{si}} = 9,5 \text{ }^{\circ}\text{C} + 0,0164 \text{ }^{\circ}\text{C} = 9,5164^{\circ}\text{C}$$

Con estas nuevas temperaturas de pared se itera obteniéndose un coeficiente global de transferencia de calor de:

$$U_o = 0,3046 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

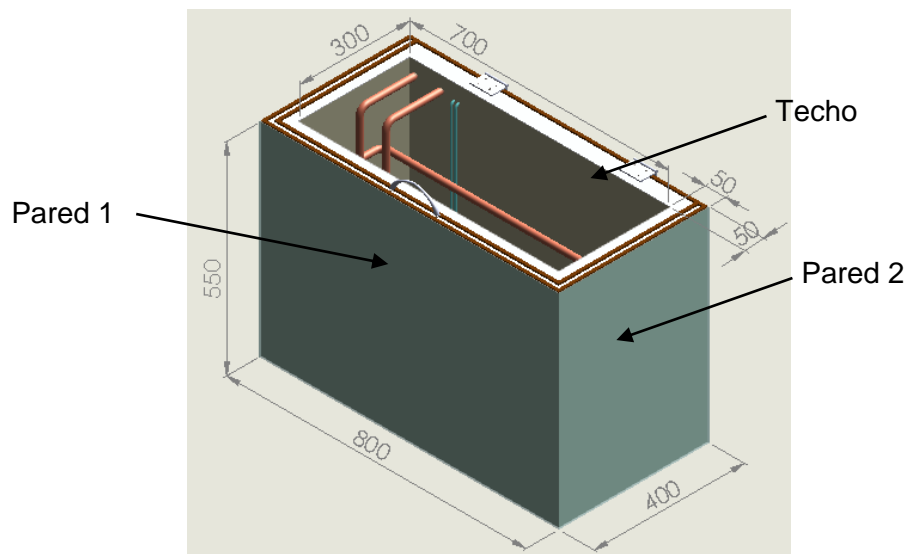
Pared 1

$$A_{\text{pared } 1} = (0,55 \text{ m})(0,8 \text{ m}) = 0,44 \text{ m}^2$$

$$q_{\text{pared } 1} = U_o A_{\text{pared } 1} (T_{\infty \text{aire}} - T_{\infty \text{agua}})$$

$$q_{\text{pared } 1} = \left(0,3046 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}\right) (0,44 \text{ m}^2) (22 - 9,5)^{\circ}\text{C} = 1,6754 \text{ W}$$

Figura 21. Dimensiones de las paredes del tanque



Fuente: Autores

Pared 2

$$A_{pared\ 2} = (0,55\ m)(0,4\ m) = 0,22\ m^2$$

$$q_{pared\ 2} = U_o A_{pared\ 2} (T_{\infty aire} - T_{\infty agua})$$

$$q_{pared\ 2} = \left(0,3046\ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (0,22\ m^2) (22 - 9,5)^\circ C = 0,8377\ W$$

Piso

$$A_{piso} = (0,4\ m)(0,8\ m) = 0,32\ m^2$$

$$q_{piso} = U_o A_{piso} (T_{\infty aire} - T_{\infty agua})$$

$$q_{pared\ 1} = \left(0,3046\ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right) (0,32\ m^2) (22 - 9,5)^\circ C = 1,2184\ W$$

Techo

$$U_{techo} = \frac{1}{\frac{1}{h_{agua}} + \frac{1}{h_{aire}} + \frac{e_{acrilico}}{k_{acrilico}} + \frac{1}{h_{Aire\ ext}}}$$

Donde:

Espesor de acero

$$e_{acrilico} = 0,004\ m$$

Conductividad térmica de acero	$k_{acrilico} = 0,2 \frac{W}{m^{\circ}K}$
Espesor de acero	$e_{poliuretano} = 0,0508 m$
Conductividad térmica de poliuretano	$k_{poliuretano} = 0,017 \frac{W}{m^{\circ}K}$
Coeficiente convectivo interior agua	$h_1 = h_{\infty agua} = 297,3595 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$
Coeficiente convectivo exterior Aire	$h_2 = h_{\infty aire} = 4,45 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$

$$U_{techo} = \frac{1}{\frac{1}{297,3595 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} + \frac{1}{4,45 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} + \frac{0,004 m}{0,2 \frac{W}{m^{\circ}K}} + \frac{1}{4,45 \frac{W}{m^2^{\circ}C}}}$$

$$U_{techo} = 1,65 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

$$A_{techo} = (0,4 m)(0,8 m) = 0,32 m^2$$

$$q_{techo} = U_{techo} A_{techo} (T_{\infty aire} - T_{\infty agua})$$

$$q_{techo} = \left(1,65 \frac{W}{m^2^{\circ}C}\right) (0,32 m^2) (22 - 9,5)^{\circ}C = 6,60 W$$

Pérdida de calor total

$$q_{p total} = q_{techo} + q_{piso} + 2 q_{pared 1} + 2 q_{pared 2}$$

$$q_{p total} = 6,60 W + 1,21 W + 2 (1,67 W) + 2 (0,8377 W) = 12,84 W$$

$$q_{neto} = q_{equipo} - q_{pérdidas} \quad (63)$$

Donde:

$$\text{Capacidad de la unidad condensadora} \quad q_{equipo} = 1226 W \quad (\text{Anexo D})$$

$$\text{Flujo de calor al ambiente} \quad q_{pérdidas} = 12,84 W$$

$$q_{neto} = 1226 W - 12,84 W = 1213,54 W$$

### 3.8 Ciclo para el sistema de refrigeración

El estudio del ciclo de compresión de vapor requiere conocimientos previos de la termodinámica, con la finalidad de entender cada uno de los procesos que lo componen y las relaciones existentes entre dichos procesos. Existen dos herramientas que permiten simplificar este estudio. Para abordar este estudio existen dos métodos complementarios. Uno de ellos lo constituyen las tablas de propiedades termodinámicas, las cuales permiten obtener datos numéricos de las diferentes condiciones de operación que se presentan en el refrigerante. El otro método lo constituyen los diagramas y gráficas, donde se encuentra dibujado el ciclo completo, permitiendo visualizar la trayectoria de los diferentes procesos que intervienen, y determinar los efectos que estos procesos tienen sobre el ciclo.

Los diagramas más usados en el análisis del ciclo de refrigeración, son el diagrama presión-entalpía (P-h) y el diagrama temperatura-entropía (T-s), de los cuales el primero es el de mayor utilidad.

**3.8.1** *Ciclo ideal.* El ciclo ideal consta de los siguientes procesos:

Expansión.- En el ciclo de compresión simple se asume que no se produce alteración en las propiedades del líquido refrigerante al fluir por la línea de líquido, y tampoco al fluir del condensador a la válvula de expansión. Al fluir el líquido refrigerante a través de la válvula de expansión, su presión se reduce desde el valor correspondiente a la condensación, hasta el valor correspondiente a la vaporización, por la caída de presión una porción de líquido se evapora causando que la temperatura descienda desde el valor correspondiente a la condensación, hasta el valor correspondiente a la vaporización.

Este proceso corresponde a una expansión adiabática (entropía constante), causada por el estrangulamiento del líquido refrigerante al pasar a través de un orificio.

Vaporización.- Al llegar líquido refrigerante al evaporador, este se vaporiza al absorber el calor del sistema a refrigerar. Como la vaporización ocurre a temperatura y presión constantes, se puede considerar un proceso isotérmico e isobárico.

Compresión.- En el ciclo de compresión simple, también se asume que el refrigerante no sufre alteración en sus propiedades al fluir a través de la línea de succión, del evaporador a la entrada del compresor. Dentro del compresor la presión aumenta desde

el valor correspondiente a la vaporización, hasta el valor correspondiente a la condensación. Para el ciclo de compresión simple, este proceso se asume isentrópico.

Condensación.- En el condensador se expulsa el calor del refrigerante al medio condensante, este proceso ocurre a presión constante, al final solo líquido saturado a la temperatura y presión de condensación.

### 3.8.2 Cálculo del coeficiente de performance teórico

$$COP = \frac{q_0}{W_{comp}} > 1 \quad (64)$$

Eficiencia frigorífica

$$\eta_{frig} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (65)$$

Tomando en cuenta el ciclo teórico:

Datos:

Temperatura del agua en el tanque  $T=0^\circ\text{C} = 32^\circ\text{F}$

$$T_{EVAP.REFRIGERANTE} = -5^\circ\text{C} = 23^\circ\text{F}$$

Resolución:

$$T_1 = T_{EVAP.REFRIGERANTE}$$

$$T_1 = -5^\circ\text{C}$$

$$T_3 = T_{RIOBAMBA} - \Delta T_{CONDENSADOR}$$

Se asume:

$$\Delta T_{CONDENSADOR} = 25^\circ\text{F}$$

Entonces:

$$T_3 = 59^\circ\text{F} + 25^\circ\text{F} = 84^\circ\text{F} = 28,88^\circ\text{C}$$

Para  $T_1 = -5^\circ\text{C}$  como vapor saturado. Utilizando las tablas de propiedades termo físicas del refrigerante R404A.



El punto 1 se localiza en la gráfica, siguiendo las curvas isobárica e isotérmica correspondiente a la presión y temperatura de vaporización que intersectan con la curva de vapor saturado.

Tabla 8. Interpolación con temperatura de -5°C vapor saturado

$T (^{\circ}C)$	$P (Mpa)$	$h \left( \frac{kJ}{kg} \right)$
-5,61	0,5	362,96
-5	0,51055363	363,274498
-2,72	0,55	364,45

Fuente: Autores

$$h_1 = 363,2745 \frac{KJ}{Kg} \quad P_1 = 0,51055 MPa$$

Para  $T_2 = 28,88^{\circ}C$  utilizando el diagrama  $p$  vs  $h$  del refrigerante R404A se encuentra:

El punto 2 se localiza siguiendo la línea isentrópica, del punto 1 al punto en que ésta se intersecta con la curva isobárica correspondiente a la presión de condensación.

$$h_2 = 382 \frac{KJ}{Kg}$$

Para  $T_3 = 28,88^{\circ}C$  como líquido saturado

El punto 3 se localiza siguiendo la línea isobárica desde el punto 2 al punto en que ésta se intersecta con la línea de líquido saturado.

Tabla 9. Interpolación con temperatura de 28,88°C

$T(^{\circ}C)$	$h(kJ/kg)$	$P(Mpa)$
26,31	238,12	1,30
28,88	242,0779791	1,389547038
29,18	242,54	1,40

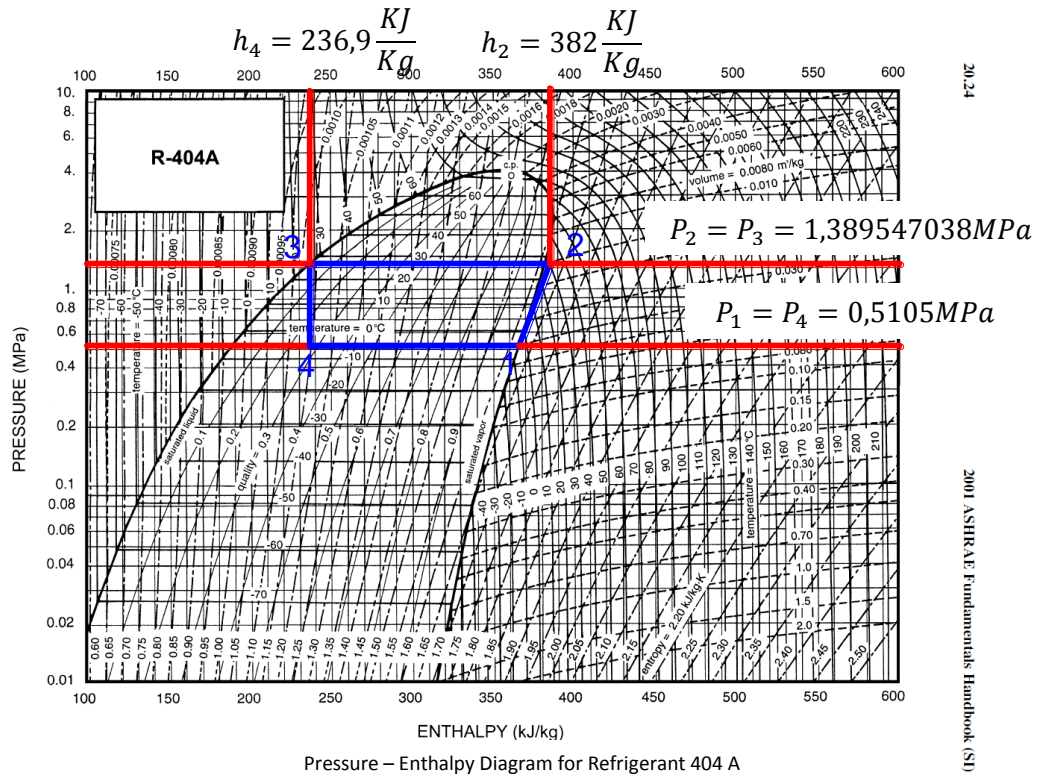
Fuente: Autores

$$h_3 = 242,0779791 \frac{KJ}{Kg} \quad P_3 = 1,389547038 MPa$$

Para  $T_4 = -5^{\circ}C$  utilizando el diagrama  $p$  vs  $h$  del refrigerante R404a se encuentra siguiendo la línea isoentálpica del punto 4 al punto en que ésta se intercepta con la línea isobárica correspondiente a la presión de vaporización.

$$h_4 = 236,9 \frac{KJ}{Kg}$$

Figura 22. Diagrama p vs h refrigerante R404 A - ciclo teórico



Fuente: Ashrae Handbook - Fundamentals (SI) 2001

Se calcula el coeficiente de performance:

$$COP_{TEÓRICO} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (66)$$

$$COP_{TEÓRICO} = \frac{363,2745 \frac{KJ}{Kg} - 236,9 \frac{KJ}{Kg}}{382 \frac{KJ}{Kg} - 363,2745 \frac{KJ}{Kg}} = 6,74897$$

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (67)$$

$$T_1 = -5^\circ C = 268^\circ K$$

$$T_2 = 28,88^\circ C = 301,88^\circ K$$

$$COP_{CARNOT} = \frac{268^\circ K}{301,88^\circ K - 268^\circ K} = 7,91027$$

$$\eta_{frig} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (68)$$

$$\eta_{frig} = \frac{6,74897}{7,91027} = 0,853391$$

Se obtiene una eficiencia frigorífica del 85,34% teórica.

**3.8.3 Cálculo del coeficiente de performance real.** Tomando en cuenta el ciclo teórico:

Datos:

$$T_{EVAP.REFRIGERANTE} = -5^{\circ}\text{C} = 23^{\circ}\text{F}$$

Resolución:

$$T_1 = T_{EVAP.REFRIGERANTE}$$

$$T_1 = -5^{\circ}\text{C}$$

$$T_3 = T_{RIOBAMBA} - \Delta T_{CONDENSADOR}$$

Se asume:

$$\Delta T_{CONDENSADOR} = 25^{\circ}\text{F}$$

Entonces:

$$T_3 = 59^{\circ}\text{F} + 25^{\circ}\text{F} = 84^{\circ}\text{F} = 28,88^{\circ}\text{C}$$

Para  $T_1 = -5^{\circ}\text{C}$  como vapor saturado. Utilizando las tablas de propiedades termo físicas del refrigerante R404A.

El punto 1 se localiza en la gráfica siguiendo las curvas isobárica e isotérmica correspondiente a la presión y temperatura de vaporización que intersectan con la curva de vapor saturado.

Tabla 7. Interpolación con temperatura de  $-5^{\circ}\text{C}$  vapor saturado

$T (^{\circ}\text{C})$	$P (\text{Mpa})$	$h \left( \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$
-5,61	0,5	362,96
-5	0,51055363	363,274498
-2,72	0,55	364,45

Fuente: Autores

$$h_1 = 363,2745 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} P_1 = 0,51055 \text{MPa}$$

Para  $T_1'$  como vapor recalentado.

Se asume un  $\Delta T = T_1' - T_1 = 10^\circ\text{F}$

De donde:

$$T_1' = 24^\circ\text{F}$$

$$P_1 = P_1' = 0,432\text{MPa}$$

El punto 1' se localiza en la gráfica en la intersección de las curvas isobárica e isotérmica correspondiente a la presión  $P_1' = 0,432\text{MPa}$  y temperatura  $T_1' = 24^\circ\text{F}$

Para el punto a:

Se asume un  $\Delta P = P_1' - P_a = 4\text{ Psi} = 0,0275\text{ MPa}$

De donde:

$$P_a = 0,4051\text{ MPa}$$

$$T_a = T_1 = 24^\circ\text{F}$$

El punto a se localiza en la gráfica en la intersección de las curvas isobárica e isotérmica correspondiente a la presión  $P_a = 0,4051\text{ MPa}$  y temperatura  $T_a = 24^\circ\text{F}$

Para el punto b:

Se asume un  $\Delta T = T_a - T_b = 10^\circ\text{F}$

$$T_b = 34^\circ\text{F}$$

$$P_a = P_b = 0,4051\text{ MPa}$$

$$h_b = 375,336 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

El punto b se localiza en la gráfica en la intersección de las curvas isobárica e isotérmica correspondiente a la presión  $P_b = 0,4051\text{ MPa}$  y temperatura  $T_b = 34^\circ\text{F}$

Para el punto c:

$$\Delta P = P_c - P_{\text{condensador}} = 6\text{ Psi} = 0,04136\text{ MPa}$$

$$P_c = 1,41\text{ MPa}$$

$$T_c = 122^\circ\text{F}$$

$$h_c = 398 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

El punto c se localiza siguiendo la línea isentrópica, del punto b al punto en que ésta se intercepta con la línea isobárica correspondiente a la presión  $P_c = 1,41 \text{ MPa}$

Para el punto c'

Se asume una eficiencia isotrópica  $\eta = 0,80$

Entonces:

$$\eta = \frac{h_c - h_b}{h_{c'} - h_b} \quad (69)$$

De donde:

$$h_{c'} = h_b + \frac{h_c - h_b}{\eta}$$

$$h_{c'} = 375,336 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} + \frac{398 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - 375,336 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}{0,80} = 403,666 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Para  $T_3 = 28,88^\circ\text{C}$  como líquido saturado

El punto 3 se localiza siguiendo la línea isobárica desde el punto c' al punto en que ésta se intersecta con la línea de líquido saturado.

Tabla 8. Interpolación con temperatura de  $28,88^\circ\text{C}$  líquido saturado

T( $^\circ\text{C}$ )	h(kJ/kg)	P(Mpa)
26,31	238,12	1,30
28,88	242,0779791	1,389547038
29,18	242,54	1,40

Fuente: Autores

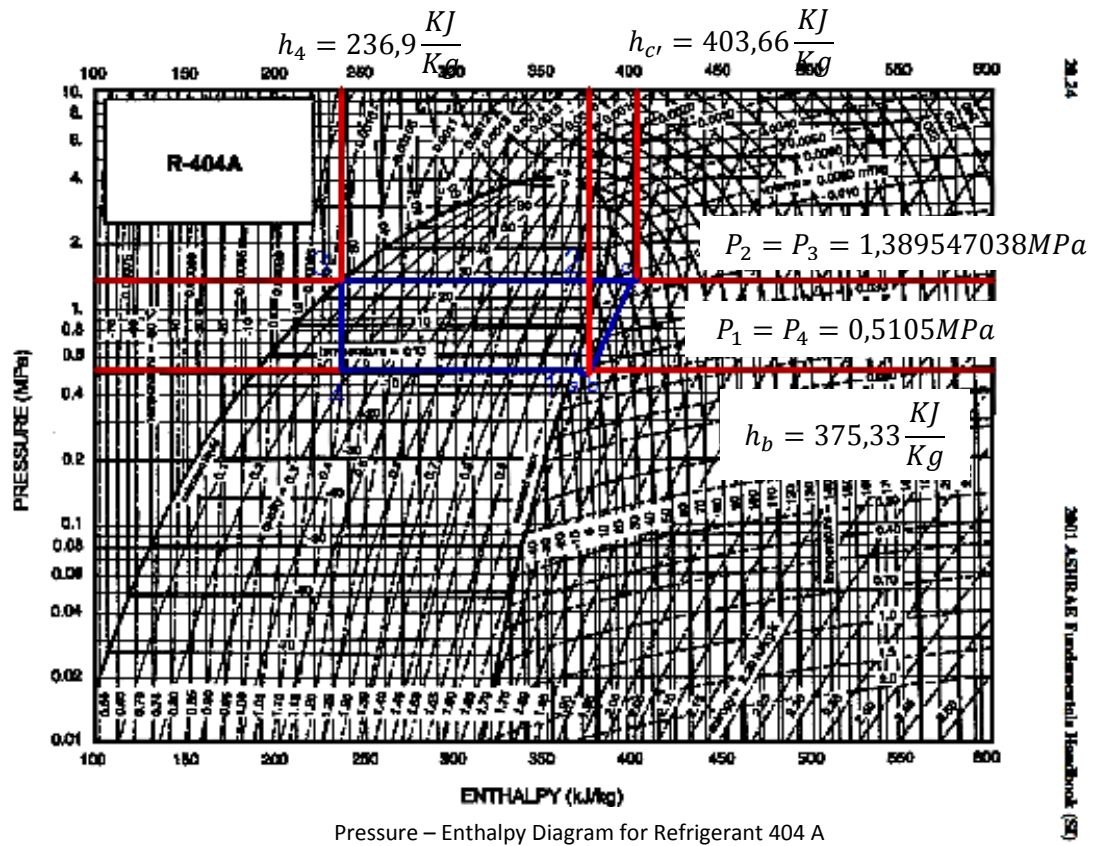
$$h_3 = 242,0779791 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \quad P_3 = 1,389547038 \text{ MPa}$$

Para  $T_4 = -5^\circ\text{C}$  utilizando el diagrama P vs h del refrigerante R404 A se encuentra:

Siguiendo la línea isoentálpica del punto 4 al punto en que ésta se intercepta con la línea isobárica correspondiente a la presión de vaporización.

$$h_4 = 236,9 \frac{KJ}{Kg}$$

Figura. 23 Diagrama p vs h refrigerante R404 A ciclo real



Fuente: Ashrae Handbook - Fundamentals (SI) 2001

Entonces:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (65)$$

$$COP = \frac{h_b - h_4}{h_{c'} - h_b} = \frac{375,336 \frac{KJ}{Kg} - 236,9 \frac{KJ}{Kg}}{403,666 \frac{KJ}{Kg} - 375,336 \frac{KJ}{Kg}} = 4,88655$$

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} \quad (66)$$

$$T_1 = -5^\circ C = 268^\circ K$$

$$T_2 = 28,88^\circ C = 301,88^\circ K$$

$$COP_{CARNOT} = \frac{268^\circ K}{301,88^\circ K - 263^\circ K} = 7,91027$$

$$\eta_{frig} = \frac{COP}{COP_{carnot}} \quad (67)$$

$$\eta_{frig} = \frac{COP}{COP_{carnot}} = \frac{4,88655}{7,91027} = 0,6179$$

Se obtiene una eficiencia frigorífica del 61,79 % real.

**3.8.4 Flujo másico del refrigerante.** Depende de la capacidad que desea retirar de calor.

$$\dot{m}_{REFRIGERANTE} = \frac{Q}{h_b - h_4} \quad (69)$$

$$\dot{m}_{REFRIGERANTE} = \frac{1226 \text{ w}}{(375,33 - 236,9) * 1000 \frac{J}{Kg}}$$

$$\dot{m}_{REFRIGERANTE} = 0,008856 \frac{Kg}{s} = 70,2995 \frac{lb}{h}$$

### 3.9 Cálculos de transferencia de calor

**3.9.1 Convección forzada refrigerante.** Se toma en cuenta un proceso de convección forzada por ebullición dentro del tubo que conduce el refrigerante, el coeficiente global de transferencia de calor para ebullición convectiva en un tubo vertical u horizontal es:

$$h = \max[h_{NBD}, h_{CBD}] \quad (36)$$

Donde:

$$h_{NBD} = [0,6683Co^{-0,2}f_2(Fr_{lo}) + 1058Bo^{0,7}F_{fl}](1-x)^{0,8}h_{lo} \quad (37)$$

$$h_{CBD} = [1,136Co^{-0,9}f_2(Fr_{lo}) + 667,2Bo^{0,7}F_{fl}](1-x)^{0,8}h_{lo} \quad (38)$$

Propiedades del refrigerante R404-A a temperatura de saturación (Anexo C)

Densidad como líquido  $\rho_V = 1048 \frac{kg}{m^3}$

Densidad como vapor  $\rho_l = 18,2 \frac{kg}{m^3}$

Velocidad másica  $G = 64,77 \frac{Kg}{s \cdot m^2}$

Viscosidad como líquido

$$\mu_f = 0,000128 \frac{Kg}{m \cdot s}$$

Viscosidad como vapor

$$\mu_g = 0.0000122 \frac{Kg}{m \cdot s}$$

Conductividad térmica como líquido

$$k_f = 0,0683 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Conductividad térmica como vapor

$$k_g = 0,01346 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$$

Número de Prandtl como líquido

$$Pr_l = 2,762738507$$

Número de Prandtl como vapor

$$Pr_g = 1,051076226$$

Calor latente de vaporización

$$h_{fg} = 373220 \frac{J}{kg}$$

Calor específico como líquido

$$Cp_f = 1474,18 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K}$$

Calor específico como vapor

$$Cp_g = 1159,63 \frac{J}{kg \cdot ^\circ K}$$

Se calcula los valores de los números adimensionales para una calidad de 20%

Número de convección Co:

$$Co = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8} \quad (39)$$

$$Co = \left( \frac{18,2 \frac{kg}{m^3}}{1048 \frac{kg}{m^3}} \right)^{0,5} \left( \frac{1-0,2}{0,2} \right)^{0,8} = 0,399487$$

$$q'' = \frac{q_{neto}}{A_o} \quad (41)$$

Donde:

Capacidad calorífica a transmitirse.

$$q_{neto} = 1213,154 \text{ W}$$

Superficie que transmitirá el calor.

$$A_o = 0,29471058 \text{ m}^2$$

$$q'' = \frac{1213,154 \text{ W}}{0,29471058 \text{ m}^2} = 4116,43 \frac{W}{m^2}$$

Punto de ebullición Bo:



$$Bo = \frac{q''}{G h_{fg}} \quad (39)$$

$$Bo = \frac{4075,34311 \left( \frac{W}{m^2} \right)}{\left( 42,05 \frac{kg}{s m^2} \right) \left( 373220 \frac{J}{kg} \right)} = 0,00001702$$

Número de Froude  $fr_{lo}$ :

$$fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_f^2 g D_{int}} \quad (42)$$

$$fr_{lo} = \frac{\left( 24,05 \frac{kg}{s m^2} \right)^2}{\left( 1048 \frac{kg}{m^3} \right)^2 \left( 9,81 \frac{m}{s^2} \right) (0,01383 m)} = 0,028155$$

$f_2$  es igual a:

$$f_2(Fr_{lo}) = \begin{cases} 1 & \text{tubos verticales u horizontales } (Fr_{lo} > 0,04) \\ (25Fr_{lo})^{0,3} & \text{tubos horizontales } (Fr_{lo} < 0,04) \end{cases}$$

Como  $fr_{lo} > 0,04$ ; entonces:

$$f_2(Fr_{lo}) = 1 * fr_{lo} = 0,028155$$

Número de Reynolds  $Re_{lo}$ :

$$Re_{lo} = \frac{G(1-x)D_{int}}{\mu_f} \quad (45)$$

$$Re_{lo} = \frac{\left( 64,77 \frac{kg}{s m^2} \right) (1 - 0,2) (0,01383 m)}{0,000128 \frac{kg}{m s}} = 5598,7088$$

Para líquidos con un número de Prandtl entre 0,5 y 2000, una gama que cubre la mayoría de los líquidos, excepto de metal líquido, el coeficiente de transferencia de calor en las ecuaciones antes mencionadas es:

(43)

$$h_{lo} = \begin{cases} \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo} - 1000) Pr_l (f/2)}{1 + 12,7 (Pr_l^{2/3} - 1) (f/2)^{0,5}} & 2300 \leq Re_{lo} \leq 10^4 \\ \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo} Pr_l (f/2))}{1,07 + 12,7 (Pr_l^{2/3} - 1) (f/2)^{0,5}} & 10^4 \leq Re_{lo} \leq 5 \times 10^6 \end{cases} \quad (44)$$

Como  $Re_{lo} = 55335$  entonces:

$$h_{lo} = \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo} Pr_l (f/2))}{1,07 + 12,7 (Pr_l^{2/3} - 1) (f/2)^{0,5}}$$

Donde el factor de fricción f es igual:

$$f = (1,58 \ln Re_{lo} - 3,28)^{-2} \quad (46)$$

$$f = (1,58 \ln(5598,7088) - 3,28)^{-2} = 0,009324$$

$$h_{lo} = \frac{0,0683 \frac{W}{m^2 C}}{0,01383 m} * \frac{(5598,7088 * 2,7627 (0,009324/2))}{1,07 + 12,7 (2,7627^{2/3} - 1) (0,009324/2)^{0,5}} = 186,4416 \frac{W}{m^2 C}$$

El parámetro de fluido de la superficie  $f_{fl}$  para los tubos de cobre, se puede obtener de la Tabla 6 Kandlikar (1990 Y 1991), la correlación anterior es válido para los valores  $0,001 < x < 0,95$ .

Para el caso del refrigerante R404A no hay un valor de  $f_{fl}$ , por esta razón se halla un valor promedio de los  $f_{fl}$  de sus componentes (R125, R143A, R134A).

El valor para  $f_{fl}$  es: 1,8 (Tabla 6)

Se calcula el coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición nucleada dominante

$$h_{NBD} = [0,6683 Co^{-0,2} f_2(Fr_{lo}) + 1058 Bo^{0,7} F_{fl}] (1 - x)^{0,8} h_{lo} \quad (37)$$

$$h_{NBD} = [0,6683 (0,399487)^{-0,2} (0,02815) + 1058 (0,00001702)^{0,7} (1,8)]$$

$$* (1 - 0,2)^{0,8} (186,4416 \frac{W}{m^2 C}) = 686,7955 \frac{W}{m^2 C}$$

Se calcula el coeficiente de ebullición de las regiones de ebullición convectiva dominante

$$h_{CBD} = [1,136 Co^{-0,9} f_2(Fr_{lo}) + 667,2 Bo^{0,7} F_{fl}] (1 - x)^{0,8} h_{lo} \quad (38)$$

$$h_{CBD} = [1,136 (0,399487)^{-0,9} (0,02815)$$

$$+ 667,2 (0,00001702)^{0,7} (1,8)] * (1 - 0,2)^{0,8} (186,44 \frac{W}{m^2 C})$$

$$= 442,278 \frac{W}{m^2 C}$$

De la misma forma se realizan los cálculos respectivos para porcentajes de calidad distintos, representando los resultados en tabla 10:

Tabla 10. Coeficiente convectivo para ebullición en función de la calidad de refrigerante

Calidad	$h_{NBD} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$h_{CBD} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$	$h_{m\acute{a}x} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$
0,1	825,174568	525,6656209	825,174568
0,2	686,7955859	442,2782264	686,7955859
0,3	557,9131498	363,5010774	557,9131498
0,4	439,157579	290,028623	439,157579
0,5	331,1960252	222,409622	331,1960252
0,6	234,8422104	161,2140002	234,8422104
0,7	151,1685752	107,1264513	151,1685752
0,8	81,72046043	61,0738227	81,72046043
0,9	29,08779389	24,52007124	29,08779389
	Promedio		370,78399

Fuente: Autores

Para el cálculo del coeficiente convectivo por ebullición de refrigerante se toma un promedio del máximo coeficiente para cada calidad de refrigerante

$$h_{m\acute{a}x} = h_{\infty i} = 370,78399 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

**3.9.2 Convección forzada agua.** Las propiedades del agua evaluada a temperatura media aritmética (Anexo B)

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad (27)$$

$$T_i = 18^\circ C$$

$$T_e = 1^\circ C$$

$$T_m = \frac{18^\circ C + 1^\circ C}{2} = 9,5^\circ C$$

Densidad  $\rho = 999,25 \frac{Kg}{m^3}$

Viscosidad dinámica  $\mu = 1,3 \cdot 10^{-3} \frac{Kg}{m \cdot s}$

Conductividad térmica  $k = 0,584 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

Calor específico  $C_p = 4,196 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C}$

Número de Prandtl  $Pr = 9,57$

$Pr_s = 13,5$  a  $0 \text{ } ^\circ C$

Velocidad máxima que alcanza el fluido a través del banco de tubos.

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V_a \quad (24)$$

Velocidad aproximada de entrada del fluido  $V_a = 0,1 \frac{m}{s}$

Paso transversal entre los centros de los tubos.  $S_T = 0,085 \text{ m}$

Diámetro exterior del tubo  $D = 0,01587 \text{ (Anexo E)}$

$$V_{max} = \frac{0,085 \text{ m}}{(0,085 - 0,01587) \text{ m}} \left(0,1 \frac{m}{s}\right) = 0,1229567 \frac{m}{s}$$

Número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} \quad (23)$$

$$Re_D = \frac{\left(999,2 \frac{Kg}{m^3}\right) \left(0,1229567 \frac{m}{s}\right) (0,01587 \text{ m})}{1,33 \times 10^{-3} \frac{Kg}{m \text{ s}}} = 1464,323$$

Número de Nusselt:

Como Reynolds  $Re_D = 1464,323$ , entonces:

$$Nu_D = 0,27 Re_D^{0,63} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0,25} \quad (\text{Tabla 3})$$

$$Nu_D = 0,27 (1464,323)^{0,63} (9,57)^{0,36} \left(\frac{9,57}{13,5}\right)^{0,25} = 55,161523$$

$$Nu_{D,N_L} = F Nu_D \quad (28)$$

El factor de corrección F es 0,9 para 4 hileras de tubos (Tabla4)

$$Nu_{D,N_L} = (0,9)(55,161523) = 49,63537116$$

Coeficiente convectivo

$$Nu = \frac{h_{\infty} D}{K} \quad (26)$$

$$h_{\infty} = \frac{Nu \cdot k}{D} = \frac{(49,63537116) \left(5,585 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}\right)}{0,01587 \text{ m}} = 1827,214682 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

Tabla 11. Transferencia de calor convección forzada agua

Convección forzada agua	
Velocidad Estimada	$V = 0,1 \frac{m}{s}$
Paso transversal entre los centros de los tubos	$St = 0,085 \text{ m}$
Velocidad Agua (máxima)	$V_{max} = 0,122956748 \frac{m}{s}$
Número de Reynolds	$Re_D = 1464,32344$
Número de Nusselt	$Nu_D = 55,161523$
Número de Nusselt corregido	$Nu_{D,N_L} = 49,64537116$
Coeficiente convectivo	$h_{\infty} = 1827,214682 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$

Fuente: Autores

*Cálculo del flujo de calor*

Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

$$R_{Total} = \frac{1}{UA} \quad (48)$$

$$Uo = \frac{1}{R_{Total} Ao}$$

$$R_{Total} = R_{conv 1} + R_{cil} + R_{conv 2} = \frac{1}{h_1(2\pi r_1 L)} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2(2\pi r_2 L)} \quad (55)$$

Remplazando en la ecuación 36 se obtiene:

$$Uo = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_1(2\pi r_1 L)} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2(2\pi r_2 L)} \right] Ao}$$

Si  $Ao = 2\pi r_2 L$

$$Uo = \frac{1}{\frac{r_2}{h_1(r_1)} + \frac{r_2 \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_2}}$$

Donde:

Radio interior del tubo  $r_1 = 0,006915 \text{ m}$

Radio exterior del tubo  $r_2 = 0,007935 \text{ m}$

Coeficiente convectivo interior  $h_1 = h_{\infty i} = 370,78399 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$

Coeficiente convectivo exterior  $h_2 = h_{\infty} = 1827,214682 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$

Conductividad térmica del cobre  $k = 401 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{C}}$

$$U_o = \frac{1}{\frac{0,007935 \text{ m}}{\left(370,78399 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}\right)(0,006915 \text{ m})} + \frac{(0,007935 \text{ m}) \ln\left(\frac{0,007935 \text{ m}}{0,006915 \text{ m}}\right)}{401 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{C}}} + \frac{1}{1827,214682 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}}}$$

$$U_o = 274,15778 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

*Cálculo del área de transferencia de calor*

$$A = \pi D L \quad (70)$$

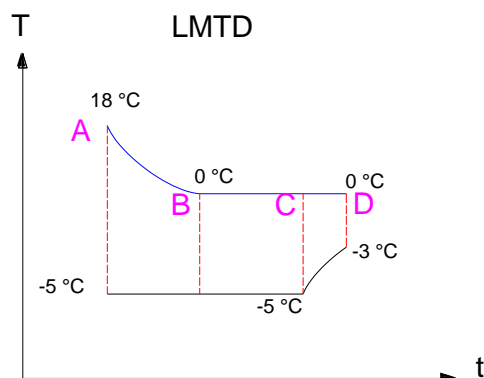
Donde:

Longitud del serpentín  $L = 5,9111 \text{ m}$

$$A = (3,1416)(0,01587 \text{ m})(5,9111 \text{ m}) = 0,29471058 \text{ m}^2$$

*Cálculo de diferencia media logarítmica LMTD*

Figura 24. Diferencia media logarítmica

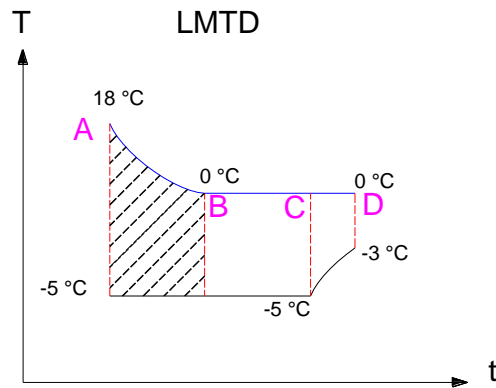


Fuente: Autores

Como se puede observar en la figura no se puede hacer el cálculo directo de la diferencia de temperaturas media logarítmica para lo cual se divide en tres tramos:

Para el tramo A-B

Figura 25. Diferencia media logarítmica tramo A-B



Fuente: Autores

$$LMTD_{Tramo\ A-B} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} \quad (56)$$

y

$$\Delta T_A = T_{Ac} - T_{Af} \quad (57)$$

Donde:

Temperatura a la que ingresa el agua  $T_{Ac} = 18\text{ °C}$

Temperatura que ingresa el refrigerante  $T_{Af} = -5\text{ °C}$

$$\Delta T_A = 18\text{ °C} - (-5\text{ °C}) = 23\text{ °C}$$

$$\Delta T_B = T_{Bc} - T_{Bf} \quad (58)$$

Donde:

Temperatura a la que se encuentra el agua en el punto B  $T_{Bc} = 0\text{ °C}$

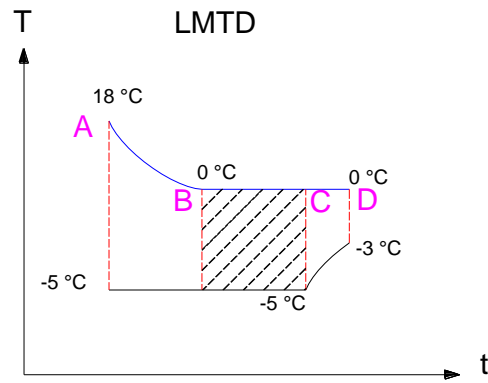
Temperatura a la que se encuentra el refrigerante en el punto B  $T_{Bf} = -5$

$$\Delta T_B = 0\text{ °C} - (-5\text{ °C}) = 5\text{ °C}$$

$$LMTD_{Tramo\ A-B} = \frac{23\text{ °C} - 5\text{ °C}}{\ln \frac{23\text{ °C}}{5\text{ °C}}} = 11,795\text{ °C}$$

Para el tramo B-C

Figura 26. Diferencia media logarítmica tramo B-C



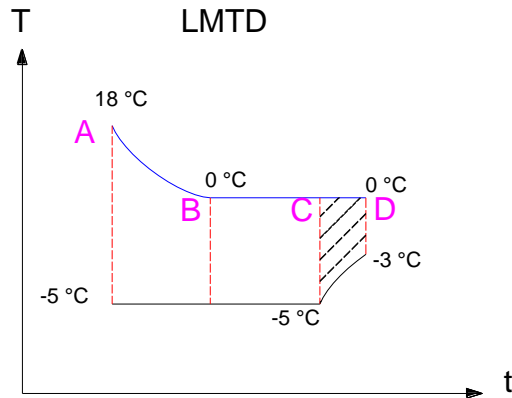
Fuente: Autores

$$LMTD_{Tramo\ B-C} = \frac{\Delta T_B - \Delta T_C}{\ln \frac{\Delta T_B}{\Delta T_C}} \quad (56)$$

No existe variación de temperatura por lo que  $LMTD_{Tramo\ B-C} = 0$

Para el tramo C-D

Figura 27. Diferencia media logarítmica tramo C-D



Fuente: Autores

$$LMTD_{Tramo\ C-D} = \frac{\Delta T_C - \Delta T_D}{\ln \frac{\Delta T_C}{\Delta T_D}} \quad (56)$$

y

$$\Delta T_C = T_{cc} - T_{cf} \quad (57)$$



Donde:

Temperatura a la que se encuentra el agua en el punto C  $T_{Cc} = 0^{\circ}\text{C}$

Temperatura a la que se encuentra el refrigerante en el punto C  $T_{Cf} = -5^{\circ}\text{C}$

$$\Delta T_C = 0^{\circ}\text{C} - (-10^{\circ}\text{C}) = 5^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_D = T_{Dc} - T_{Df} \quad (58)$$

Donde:

Temperatura a la que se encuentra el agua en el punto D  $T_{Dc} = 0^{\circ}\text{C}$

Temperatura a la que se encuentra el refrigerante en el punto D  $T_{Df} = -3^{\circ}\text{C}$

$$\Delta T_D = 0^{\circ}\text{C} - (-3^{\circ}\text{C}) = 3^{\circ}\text{C}$$

$$\text{LMTD}_{\text{Tramo } C-D} = \frac{5^{\circ}\text{C} - 3^{\circ}\text{C}}{\ln \frac{5^{\circ}\text{C}}{3^{\circ}\text{C}}} = 3,9152^{\circ}\text{C}$$

$$\text{LMTD}_{\text{Balanceo}} = \frac{Q}{\frac{q_{s \text{ agua}}}{\text{LMTD}_{\text{Tramo } A-B}} + \frac{q_l}{\text{LMTD}_{\text{Tramo } B-C}} + \frac{q_{s \text{ refr.}}}{\text{LMTD}_{\text{Tramo } C-D}}} \quad (71)$$

Como  $\text{LMTD}_{\text{Tramo } B-C} = 0$  entonces:

$$\text{LMTD}_{\text{Balanceo}} = \frac{Q}{\frac{q_{s \text{ agua}}}{\text{LMTD}_{\text{Tramo } A-B}} + \frac{q_{s \text{ refr.}}}{\text{LMTD}_{\text{Tramo } C-D}}}$$

Donde:

$$\text{Calor total} \quad Q = q_{s \text{ agua}} + q_{s \text{ refr.}} = 987,2563 \text{ W}$$

$$\text{Calor sensible agua} \quad q_{s \text{ agua}} = 964,689 \text{ W}$$

$$\text{Calor sensible Refrigerante} \quad q_{s \text{ refr.}} = 22,566 \text{ W}$$

$$\text{LMTD}_{\text{Balanceo}} = \frac{987,2563 \text{ W}}{\frac{964,689 \text{ W}}{11,7951^{\circ}\text{C}} + \frac{22,5667 \text{ W}}{3,9152^{\circ}\text{C}}}$$

$$\text{LMTD}_{\text{Balanceo}} = 11,2763^{\circ}\text{C}$$

$$q_{s \text{ forzada}} = U_o A_o \text{ LMTD}$$

$$q_{s \text{ forzada}} = \left( 274,15778 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right) (0,29471 \text{ m}^2) (11,276345 \text{ } ^\circ\text{C}) = 911,0952 \text{ W}$$

*Tiempo estimado para enfriar el agua*

Volumen que ocupa el agua en el tanque

Tabla 12. Volumen que ocupa el agua en el tanque

Volumen de agua en el tanque	
alto (a)	0,5 m
largo (b)	0,7 m
ancho (c)	0,3 m

Fuente: Autores

$$V_{tanq} = (0,5\text{m})(0,7\text{m})(0,3\text{m}) = 10,5 \text{ m}^3$$

Volumen del serpentín sumergido

$$V_{serp} = \frac{(\pi D^2) L}{4} = \frac{(3,1416 (0,01587\text{m})^2)(5,9111\text{m})}{4} = 0,001169 \text{ m}^3$$

Volumen real de agua en el tanque

$$V_{agua} = V_{tanq} - V_{serp} = 0,105\text{m}^3 - 0,001169 \text{ m}^3 = 0,1038 \text{ m}^3$$

Masa de agua

$$m_{agua} = \rho V_{agua} = \left( 999,2539 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0,1038 \text{ m}^3) = 103,7532 \text{ kg}$$

$$q_{s \text{ forzada}} = \frac{m_{agua} c_{p_{agua}} \Delta t}{t_{enfriar \text{ el agua}}} \quad (61)$$

$$t_{enfriar \text{ el agua}} = \frac{m_{agua} c_{p_{agua}} \Delta t}{q_{s \text{ forzada}}}$$

Donde:

$$q_{s \text{ forzada}} = 911,09575 \text{ W}$$

$$\Delta t = T_i - T_e = 18^\circ\text{C} - 1^\circ\text{C} = 17^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{enfriar el agua}} = \frac{m_{\text{agua}} c_{p_{\text{agua}}} \Delta t}{q_s} = \frac{(103,7532 \text{ kg}) (4195 \text{ J/kg}^\circ\text{C}) (18 - (1))^\circ\text{C}}{911,09575 \text{ W}} \\ = 8123,4346 \text{ s}$$

$$t_{\text{enfriar el agua}} = 2,2565 \text{ horas}$$

Cálculo del volumen de hielo generado hasta este tiempo

$$q_{\text{latente}} = m'_{\text{hielo}} h_{\text{sf}} \quad (59)$$

$$m'_{\text{hielo}} = \frac{m_{\text{hielo}}}{t_{\text{enfriamiento de agua}}}$$

Donde:

$$\text{Densidad de hielo} \quad \rho_{\text{hielo}} = 916,59 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Calor latente de fusión del agua} \quad h_{\text{sf}} = 334,7136 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Calor latente

$$q_{\text{latente}} = q_t - q_{s \text{ forzada}} = 1213,154 \text{ W} - 911,09575 \text{ W} = 302,0583 \text{ W}$$

$$m'_{\text{hielo}} = \frac{(q_{\text{latente}})(t_{\text{enfriamiento de agua}})}{h_{\text{sf}}}$$

$$m'_{\text{hielo}} = \frac{(302,0583 \text{ W})(8123,4346 \text{ s})}{334,7136 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}} = 7,33 \text{ kg}$$

$$V'_{\text{hielo}} = \frac{m'_{\text{hielo}}}{\rho_{\text{hielo}}}$$

$$V'_{\text{hielo}} = \frac{7,33 \text{ kg}}{916,59 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,007998 \text{ m}^3$$

$$A'_{\text{hielo}} = \frac{V'_{\text{hielo}}}{L}$$

$$A'_{\text{hielo}} = \frac{0,007998 m^3}{5,9111 m} = 0,013535 m^2$$

$$d'_{\text{hielo}} = \sqrt{\frac{4A'_{\text{hielo}}}{\pi} + D^2}$$

$$d'_{\text{hielo}} = \sqrt{\frac{4 * 0,013535 m^2}{\pi} + (0,01587 m)^2} = 0,0444366 m$$

$$e'_{\text{hielo}} = d'_{\text{hielo}} - D$$

$$e'_{\text{hielo}} = d'_{\text{hielo}} - D = 0,0142833 m$$

El tiempo estimado para enfriar el agua es de 2,2565 horas, se crea una masa de 7,33 kg que equivale a un espesor de hielo de 14,28 mm en el serpentín.

Masa total de hielo a generar

$$m_{\text{hielo total}} = \rho_{\text{hielo}} V_{\text{hielo total}}$$

$$V_{\text{hielo}} = \frac{\pi (D_{\text{hielo total}})^2}{4} L$$

$$D_{\text{hielo}} = D + 2 e$$

Donde:

Diámetro exterior del serpentín  $D = 0,01587 m$

Espesor de hielo a generar  $e = 0,0254 m$

$$D_{\text{hielo total}} = 0,01587 m + 2 (0,0254 m) = 0,06667 m$$

$$V_{\text{hielo total}} = \frac{\pi (0,06667 m)^2}{4} (5,911 m) = 0,019466 m^3$$

$$m_{\text{hielo total}} = \left( 916,59 \frac{kg}{m^3} \right) (0,019466 m^3) = 17,8427 Kg$$

Masa de hielo faltante

$$m_{\text{hielo faltante}} = m_{\text{hielo total}} - m_{\text{hielo a generado}}$$

$$m_{\text{hielo faltante}} = 17,8427 \text{ Kg} - 7,33 \text{ kg} = 10,5127 \text{ kg}$$

$$t_{\text{estimado de formación de hielo faltante}} = \frac{m_{\text{hielo faltante}}}{q_{\text{latente}}} h_{\text{sf}}$$

$$q_{\text{latente}} = q_t = 1201,045 \text{ W}$$

$$t_{\text{estimado de formación de hielo faltante}} = \frac{10,5127 \text{ kg}}{1213,154 \text{ W}} \left( 334,7136 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) = 2900,2548 \text{ s}$$

$$t_{\text{estimado de formación de hielo faltante}} = 0,8056 \text{ horas}$$

$$\begin{aligned} t_{\text{total}} &= t_{\text{enfriamiento de agua}} + t_{\text{estimado de formación de hielo faltante}} \\ &= 2,2565 \text{ horas} + 0,8056 \text{ horas} = 3,062 \text{ horas} \end{aligned}$$

**3.9.3 Convección libre agua.** Para el cálculo del coeficiente convectivo entre el agua que se encuentra en reposo y las paredes internas del tanque se utilizan los siguientes números adimensionales:

Número de Grashof:

Las propiedades físicas del fluido ( $Pr$ ,  $v$ ,  $\alpha$  y  $\beta$ ) se deben evaluar a temperatura de la capa límite también llamada *filmica* definida por:

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2} \quad (14)$$

Donde:

Temperatura de superficie  $T_s = -5^\circ \text{C}$       Asumimos para después iterar

Temperatura del fluido  $T_{\infty} = \frac{T_{\text{inicial}} - T_{\text{final}}}{2} = \frac{18^\circ \text{C} - 1^\circ \text{C}}{2} = 9,5^\circ \text{C}$

$$T_f = \frac{(9,5^\circ \text{C} + (-5))}{2} = 2,25^\circ \text{C}$$

Propiedades del agua evaluada a temperatura *filmica* (Anexo B)

Densidad  $\rho = 999,8 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Viscosidad dinámica  $\mu = 1,66 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{m s}}$

Viscosidad cinemática  $\gamma = 1,668 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

Conductividad térmica  $k = 0,570 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$

Calor específico  $Cp = 4,231 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$

Número de Prandtl  $Pr = 12,2871$

$Pr_s = 13,5$

Coeficiente de Expansión:

$$\beta = 2,1 \times 10^{-4} \frac{1}{^\circ C}$$

$$Gr = \frac{g \beta}{\gamma^2} (T_s - T_\infty) L^3 \quad (13)$$

$$Gr = \frac{\left(9,81 \frac{m}{s^2}\right) \left(2,1 \times 10^{-4} \frac{1}{^\circ C}\right)}{\left(1,6683 \times 10^{-6} \frac{m^2}{s}\right)^2} (9,5^\circ C - (-5^\circ C)) (0,01587 m)^3 = 4,28 \times 10^4$$

Número de Rayleigh:

$$R_a = Gr * Pr \quad (17)$$

$$R_a = (4,28 \times 10^4)(12,28) = 5,268 \times 10^5$$

Número de Nusselt:

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 R_a^{1/6}}{\left[1 + \left(0,559 / Pr\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (30)$$

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 (5,268 \times 10^5)^{1/6}}{\left[1 + \left(0,559 / 12,28\right)^{9/16}\right]^{8/27}} \right\}^2$$

$$Nu = 15,2816$$

Coeficiente convectivo

$$Nu = \frac{h_\infty D}{K} \quad (26)$$

$$h_{\infty} = \frac{Nu \ k}{D} = \frac{(15,2816) \left(5,57 \frac{W}{m^{\circ}C}\right)}{0,01587 \ m} = 549,4084 \frac{W}{m^2 \ ^{\circ}C}$$

*Cálculo del flujo de calor*

$$q_{s \ natural} = U_o \ A \ F \ LMTD$$

*Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor*

$$R_{Total} = \frac{1}{U_o A} \quad (36)$$

$$U_o = \frac{1}{R_{Total} A_o}$$

$$R_{Total} = R_{conv \ 1} + R_{cil} + R_{conv \ 2} = \frac{1}{h_1(2\pi r_1 L)} + \frac{Ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2(2\pi r_2 L)} \quad (54)$$

Remplazando en la ecuación 36 se obtiene:

$$U_o = \frac{1}{\left[ \frac{1}{h_1(2\pi r_1 L)} + \frac{Ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_2(2\pi r_2 L)} \right] A_o}$$

Si  $A_o = 2\pi r_2 L$

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_2}{h_1(r_1)} + \frac{r_2 \ Ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k} + \frac{1}{h_2}}$$

Donde:

Radio interior del tubo  $r_1 = 0,006915 \ m$

Radio exterior del tubo  $r_2 = 0,007935 \ m$

Coeficiente convectivo interior  $h_1 = h_{\infty i} = 370,78399 \frac{W}{m^2 \ ^{\circ}C}$

Coeficiente convectivo exterior  $h_2 = h_{\infty} = 549,4084 \frac{W}{m^2 \ ^{\circ}C}$

Conductividad térmica del cobre  $k = 401 \frac{W}{m^{\circ}C}$

$$U_o = \frac{1}{\frac{0,007935 \ m}{\left(370,78399 \frac{W}{m^2 \ ^{\circ}C}\right)(0,006915 \ m)} + \frac{(0,007935 \ m) \ Ln\left(\frac{0,007935 \ m}{0,006915 \ m}\right)}{401 \frac{W}{m^{\circ}C}} + \frac{1}{549,4084 \frac{W}{m^2 \ ^{\circ}C}}}$$

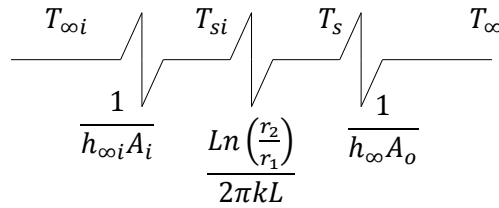
$$Uo = 203,235 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$q = Uo A_o \text{ LMTD}$$

$$q_{s \text{ natural}} = \left( 203,235 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) (0,294710 m^2) (11,276345 ^\circ C) = 675,404 W$$

Se itera para encontrar la temperatura de pared

Figura 28. Resistencias térmicas tubo del serpentín



Fuente: Autores

$$q = \frac{\Delta T}{\sum Rt} \quad (62)$$

$$\Delta T = q \sum Rt$$

$$\sum Rt = \frac{1}{h_{\infty o} A_o}$$

$$\sum Rt = \frac{1}{\left( 549,4 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right) (0,2947 m^2)} = 0,006167 \frac{^\circ C}{W}$$

$$\Delta T = (675,404 W) \left( 0,006174 \frac{^\circ C}{W} \right) = 4,1713 ^\circ C$$

$$\Delta T = T_{\infty} - T_s$$

$$T_s = T_{\infty} - \Delta T$$

$$T_s = 9,5 ^\circ C - 4,1713 ^\circ C = 5,38 ^\circ C$$

Con esta nueva temperatura de pared se procede a iterar y se encuentran los valores que se muestran en la tabla 13:



Tabla 13. Transferencia de calor convección natural agua

CONVECCIÓN NATURAL AGUA	
Número de Grashof	$Gr = 2,018 \times 10^4$
Número de Rayleigh	$Ra = 1,97 \times 10^5$
Temperatura Fílmica	$T_f = 6,95 \text{ }^\circ\text{C}$
Número de Nusselt	$Nu = 11,5085$
Coeficiente convectivo	$h_\infty = 334,7136 \frac{W}{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}$
Coeficiente Gobal	$Uo = 181,2539 \frac{W}{m^2 \text{ }^\circ\text{C}}$
Flujo de Calor	$q = 602,3526 W$

Fuente: Autores

Tiempo para enfriar el agua

$$t_{enfriar\ el\ agua} = \frac{m_{agua} c_{p_{agua}} \Delta t}{q_{s\ natural}}$$

Donde:

$$q_{s\ natural} = 602,3526 W$$

$$\Delta t = T_i - T_e = 18^\circ\text{C} - 1^\circ\text{C} = 17^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} t_{enfriar\ el\ agua} &= \frac{m_{agua} c_{p_{agua}} \Delta t}{q_s} = \frac{(103,7532\ kg) (4195\ J/kg^\circ\text{C}) (18 - (1))^\circ\text{C}}{602,3526\ W} \\ &= 12287,1984\ s \end{aligned}$$

$$t_{enfriar\ el\ agua} = 3,311\ horas$$

Se calcula el volumen de hielo generado

$$q_{latente} = \dot{m}_{hielo} h_{sf} \quad (59)$$

$$\dot{m}_{hielo} = \frac{m_{hielo}}{t_{enfriamiento\ de\ agua}}$$

Donde:

Densidad de hielo

$$\rho_{hielo} = 916,59 \frac{kg}{m^3}$$

Calor latente de fusión del agua

$$h_{sf} = 334,7136 \frac{KJ}{Kg}$$

Masa de hielo a generar

$$m_{hielo \text{ a generar}} = \rho_{hielo} V_{hielo \text{ a generar}}$$

$$V_{hielo} = \frac{\pi (D_{hileo})^2}{4} L$$

$$D_{hileo} = D + 2 e$$

Donde:

Diámetro exterior del serpentín

$$D = 0,01587 \text{ m}$$

Espesor de hielo a generar

$$e = 0,0254 \text{ m}$$

$$D_{hileo} = 0,01587 \text{ m} + 2 (0,0254 \text{ m}) = 0,06667 \text{ m}$$

$$V_{hielo \text{ a generar}} = \frac{\pi (0,06667 \text{ m})^2}{4} (5,911 \text{ m}) = 0,019466 \text{ m}^3$$

$$m_{hielo \text{ a generar}} = \left( 916,59 \frac{kg}{m^3} \right) (0,019466 \text{ m}^3) = 17,8427 \text{ Kg}$$

Calor latente

$$q_{latente} = q_t - q_{s \text{ natural}} = 1213,154 \text{ W} - 602,3526 \text{ W} = 610,8013 \text{ W}$$

$$t_{\text{estimado de formación de hielo}} = \frac{17,8427 \text{ kg}}{610,8013 \text{ W}} \left( 334,7136 \frac{KJ}{Kg} \right) = 8983,4999 \text{ s}$$

$$t_{\text{estimado de formación de hielo}} = 2,4954 \text{ horas}$$

### 3.10 Selección de los elementos para la unidad frigorífica

**3.10.1 Selección de la unidad condensadora.** La unidad condensadora debe garantizar que la energía térmica recibida por el refrigerante en el evaporador sea transmitida al ambiente. Está compuesta por el condensador, el compresor y el acumulador de líquido refrigerante.

Figura 29. Unidad condensadora 1/2 hp R-404/115V baja temperatura

#### Low Temp Range LBP R404A

Model	Nominal HP	Displacement cm3	Expansion Device	Cooling Capacity Watts @50HZ Ambient 32Deg C Evaporating Temperature					
				-35C	-30C	-23.3C	-20C	-15C	-10C
AEZ2411ZBR	1/3	7.6	C/V	176	232	315	359	431	507
AEZ2415ZBR	1/3	8.1	C/V	204	267	358	407	484	567
CAE2417ZBR	1/2	11.3	C/V	238	321	436	495	587	682
CAE2420ZBR	1/2	12.54	C/V	294	394	533	605	716	832
CAJ2428ZBR	1/2	15.2	C/V	364	483	659	752	902	1064
CAE2424ZBR	1/2	15	C/V	404	518	684	772	910	1057
CAJ2432ZBR	5/8	18.3	C/V	427	569	772	877	1042	1214
CAJ2446ZBR	3/4	26.15	C/V	547	750	1047	1205	1456	1724
CAJ2464ZBR	1 1/2	34.45	C/V	733	937	1247	1416	1690	1989
FH2480ZBR	2	53.2	C/V	1233	1628	2223	2519	2980	3417
FH2511ZBR	2 1/2	74.25	C/V	1520	2105	2892	3301	3895	4485
TAG2516ZBR	4	112.5	C/V	2468	3327	4513	5155	6075	7003
TAG2522ZBR	5	134.8	C/V	2997	4118	5442	6627	7916	9292

Fuente: Catálogo de productos dean&wood – beigerref company

Se selecciona una unidad condensadora de ½ hp con las siguientes características: (Anexo F)

- Unidad condensadora: U/COND.1/2HP CAJ2428ZBR R-404A/502 11.
- Marca: L'UNIQUE HERMETIQUE.
- Código: CAJ2428ZBR.
- Capacidad: 1/2 HP.
- Refrigerante: R-404A.
- Voltaje de trabajo: 115V.
- Temperatura: BAJA.

**3.10.2 Selección de la válvula de expansión.** La válvula de expansión existe y trabaja para mantener un supercalentamiento constante del fluido refrigerante, abriéndose o cerrándose a través del comando del bulbo de temperatura de la válvula que está en contacto con la salida del evaporador. El supercalentamiento es una protección del compresor, ya que asegura que el fluido refrigerante esté en fase gaseosa (sin cualquier vestigio de líquido) en el lado de la succión del compresor. No existe propiamente un valor fijo para la temperatura de supercalentamiento, que es mejor definida por un rango-límite, por ejemplo de 7°C a 10° C. Se suele establecer el valor superior del rango para la garantía contra la existencia, aunque sea mínima de gotículas entrañadas en el fluido de refrigeración aspirado por el compresor.

Existen principalmente dos tipos de válvulas de expansión termostática, según el método de equilibrio que empleen; las con ecualizador interno transmiten la presión de salida de la válvula al diafragma a través de unos orificios internos o a través de varillas de empuje. Si la válvula posee ecualizador externo, la parte inferior del diafragma se aísla, y la presión de succión es transmitida al diafragma a través de un tubo conectado a la línea de aspiración, cerca de la salida del evaporador, a continuación del bulbo sensor, a una salida externa de la válvula. Las válvulas con ecualizador interno deben limitar su uso a sistemas con evaporadores de circuito único y que tengan una caída de presión menor que la equivalente a un cambio de temperatura de 2°C aproximadamente. Las válvulas con ecualizador externo no se ven afectadas por las caídas de presión, por lo tanto pueden utilizarse en todas las aplicaciones de refrigeración. Su uso no presenta desventajas de operación frente a las equilibradas internamente. [20]

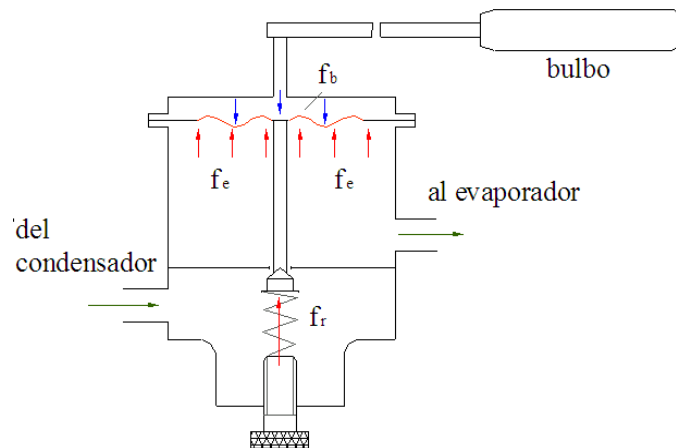
Datos para la selección

- Tipo de refrigerante: R404A.
- La temperatura de evaporación con la cual se va trabajar: -5°C.
- La capacidad térmica del equipo 1226 W.

Antes de la selección se realiza un análisis para asegurar el funcionamiento adecuado de la válvula:

## Caso 1

Figura 30. Válvula de expansión con ecualizador interno (caso 1)



Fuente: Apuntes de refrigeración

Datos:

$$P_{\text{barométrica Riobamba}} = 0,7295 \text{ MPa}$$

$$T_1 = -5^{\circ}\text{C}$$

$$P_1 = 0,51 \text{ MPa}$$

$$T_1' = 33^{\circ}\text{F}$$

$$P_1' = 0,61132 \text{ MPa}$$

Se calcula:

$$f_e = P_1 - P_{\text{barométrica Riobamba}} = 0,437045 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$f_u = P_1' - P_{\text{barométrica Riobamba}} = 0,538375 \text{ MPa} \quad (72)$$

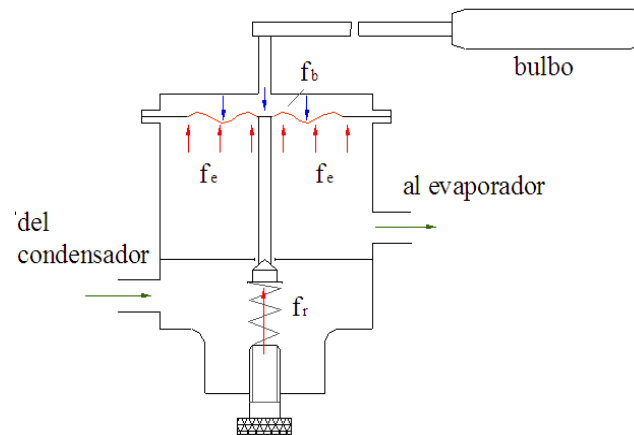
$$f_r = 0,05 \text{ MPa} \text{ asumido}$$

$$f_e + f_r = 0,487045 \text{ MPa} \quad (73)$$

Como  $f_u > f_e + f_r$  se abre la válvula y deja fluir el refrigerante.

## Caso 2

Figura 31. Válvula de expansión con ecualizador interno (caso 2)



Fuente: Apuntes de refrigeración

*Datos:*

$$P_4 \neq P_1$$

$$\Delta P = P_4 - P_1 = 10\text{Psi} = 0,06894 \text{ MPa}$$

$$P_1 = 0,44105 \text{ MPa}$$

$$T_1 = -9,35053^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T'_1 - T_1 = 10^\circ\text{F} = -5,5^\circ\text{C}$$

$$T'_1 = -3,7949^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{barométrica Riobamba}} = 0,7295 \text{ MPa}$$

$$T_1 = -9,3505^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 0,4410 \text{ MPa}$$

$$T'_1 = -3,7949^\circ\text{C}$$

$$P'_1 = 0,43024 \text{ MPa}$$

Se calcula:

$$f_e = P_1 - P_{\text{barométrica Riobamba}} = 0,4370459 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$f_u = P_1' - P_{\text{barométrica Riobamba}} = 0,357291 \text{ MPa} \quad (72)$$

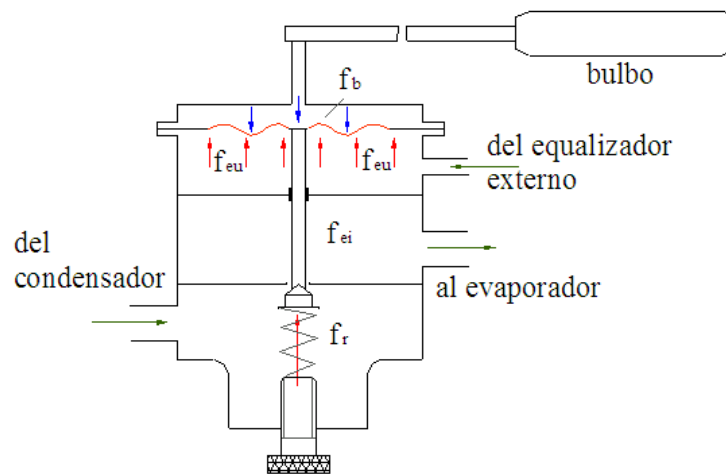
$f_r = 0,05 \text{ MPa}$  asumido

$$f_e + f_r = 0,487045 \text{ MPa} \quad (73)$$

Como  $f_u < f_e + f_r$  se cierra la válvula y no deja fluir el refrigerante.

Caso3

Figura 32. Válvula de expansión con ecualizador externo



Fuente: Apuntes de refrigeración

Datos:

$$P_4 \neq P_1$$

$$\Delta P = P_4 - P_1 = 10 \text{ Psi} = 0,06894 \text{ MPa}$$

$$P_1 = 0,3721048 \text{ MPa}$$

$$T_1 = -14,166^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = T_1' - T_1 = 10^\circ\text{F} = -5,5^\circ\text{C}$$

$$T_1' = -3,794978^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{barométrica Riobamba}} = 0,7295 \text{ MPa}$$

$$T_1 = -14,166^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 0,3721 \text{ MPa}$$

$$T_1' = -3,794978^\circ\text{C}$$

$$P_1' = 0,4693 \text{ MPa}$$

Como en la parte inferior del diafragma ya no actúa la presión del refrigerante que está ingresando, Se calcula:

$$f_{eu} = P_1' - P_{\text{barométrica Riobamba}} - \Delta P = 0,2991506 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$f_u = P_1' - P_{\text{barométrica Riobamba}} = 0,34915 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$f_r = 0,05 \text{ MPa} \text{ asumido}$$

$$f_e + f_r = 0,3495076 \text{ MPa} \quad (73)$$

Como  $f_u > f_e + f_r$  se abre la válvula y deja fluir el refrigerante.

Figura 33. Catálogo válvula de expansión Danfoss

**Range N (without MOP):  $-40$  to  $+10^\circ\text{C}$**

**R 22, R 134a, R 404A**

Refrigerant	Valve type	Rated capacity kW <sup>1)</sup>	Orifice no.	Pressure equalization	Connection in inch		Code no.
					Inlet	Outlet	
R 404A	TS 2-0.21	0.7	00	Int.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6386
	TS 2-0.45	1.6	01	Int.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6387
	TS 2-0.6	2.1	02	Int.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6388
	TS 2-1.2	4.2	03	Int.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6389
	TS 2-1.7	6.0	04	Int.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6390
	TS 2- 2.2	7.7	05	Int.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6391
	TS 2-2.6	9.1	06	Int.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6392
	TES 2-0.21	0.7	00	Ext.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6393
	TES 2-0.45	1.6	01	Ext.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6394
	TES 2-0.6	2.1	02	Ext.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6395
	TES 2-1.2	4.2	03	Ext.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6396
	TES 2-1.7	6.0	04	Ext.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6397
	TES 2- 2.2	7.7	05	Ext.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6398
	TES 2-2.6	9.1	06	Ext.	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	68Z6399

Fuente: <http://mail4.ansal.com.ar/Documentacion/pdfs/960015.pdf>

Se selecciona una válvula de expansión termostática con ecualizador externo que cumpla con siguientes características:

- Refrigerante: R404 -A
- Capacidad del equipo 1,2 Kw



- Entrada de 3/8 in.
- Salida de 1/2 in.

Se selecciona una válvula de expansión termostática con ecualizador externo Tipo TES 2 con las siguientes especificaciones:

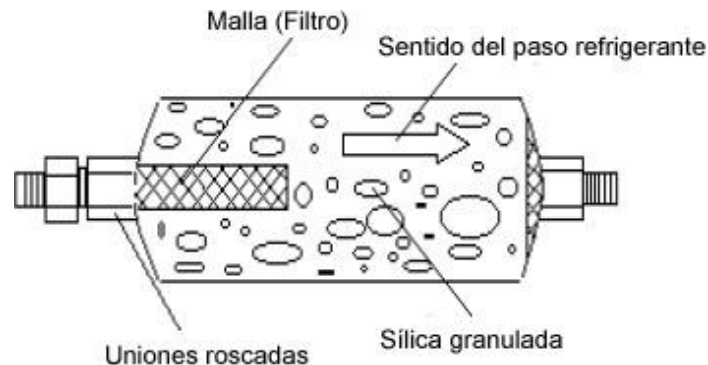
Tabla 14. Especificaciones válvula de expansión tipo TES-2 Danfoss

Características	Valor
Tipo	TES 2
Peso	0.290 [kg]
Homologación	GOST
Material del cuerpo	BRONZE
Long. tubo capilar [in]	59,0 in
Longitud del tubo capilar [mm]	1.500 mm
Dirección	Paso en ángulo
Tipo conex. igualación	Roscar
Tipo conex. entrada	Roscar
Tamaño entrada [in]	3/8 IN
Máx. presión de trabajo [bar]	34,0 bar
Máx. pres. trabajo	500 psig
Tipo conex. salida	Roscar
Salida/Eq.	1/2 in x 1/4 in
Capacidad	1,6 KW
Refrigerante(s)	R404A/R507
Recalentamiento estático (SS)	5,0
Recalentamiento estático (RE) [°F]	9,00 °F
Rango de temperatura [°C]	-40 - 10 °C
Rango de temperatura [°F]	-40 - 50 °F

Fuente:<http://www.danfoss.com/Spain/Products/Categories/Detail/RA/Thermostatic-Expansion-Valves/Thermostatic-Expansion-Valves-Exchangeable-Orifice/T-2TE-2/TS-2TES-2-flareflare-R404AR507-elementvalve-body/068Z3403/b284e963-7425-49a8-a055-162f072c16d4/94af5b3c-a4f9-42e1-aaa4-239b98e27ef9.html>

**3.10.3 Selección del filtro secador.** Como su nombre lo indica este es un dispositivo que cumple dos funciones: filtrar o detener cualquier impureza que se haya introducido al sistema con el fin de evitar que el tubo capilar o restrictor sea obstruido de ahí que su posición deba ser antes del restrictor, para cumplir esta función el filtro está provisto de una malla a la entrada en forma cilíndrica y otra malla a la salida en forma circular como se puede observar en la Figura 34.

Figura 34. Especificaciones válvula de expansión tipo TES-2 Danfoss



Fuente: <http://www.emagister.com/curso-refrigeracion-domestica-manual-tecnico/filtro-secador-funcion-sistema-refrigeracion>

Los filtros secadores protegen los sistemas de refrigeración y de aire acondicionado contra la humedad, las partículas sólidas y los ácidos. Con la eliminación de estas fuentes de contaminación, las instalaciones están mejor protegidas contra las dañinas reacciones químicas y las partículas abrasivas.

Características: **[21]**

Los filtros secadores de los sistemas de refrigeración tienen varias funciones:

- Tienen que secar y filtrar. La función de secado constituye la protección química e incluye la absorción de agua y de ácidos.
- Tiene como finalidad impedir la corrosión de la superficie de metal y la descomposición del aceite y el refrigerante, y evitar que se queme el motor.
- La función de filtro constituye la protección física e incluye la retención de partículas e impurezas de todo tipo. Esto minimiza el deterioro por uso del compresor, lo protege y prolonga su vida. En ambos casos, el filtro secador impide el desgaste prematuro de la planta de refrigeración.

Considerando la temperatura de condensación del R404a y la potencia en juego se ha seleccionado un filtro deshidratador no desmontable.

**Tipo:** A-TD -132 SAE EMERSON

El TD es un filtro deshidratador de bloque desecante para uso en la línea de líquido para sistemas con refrigerantes CFC, HCFC y HFC, incluido el R-410A.

*Características:*

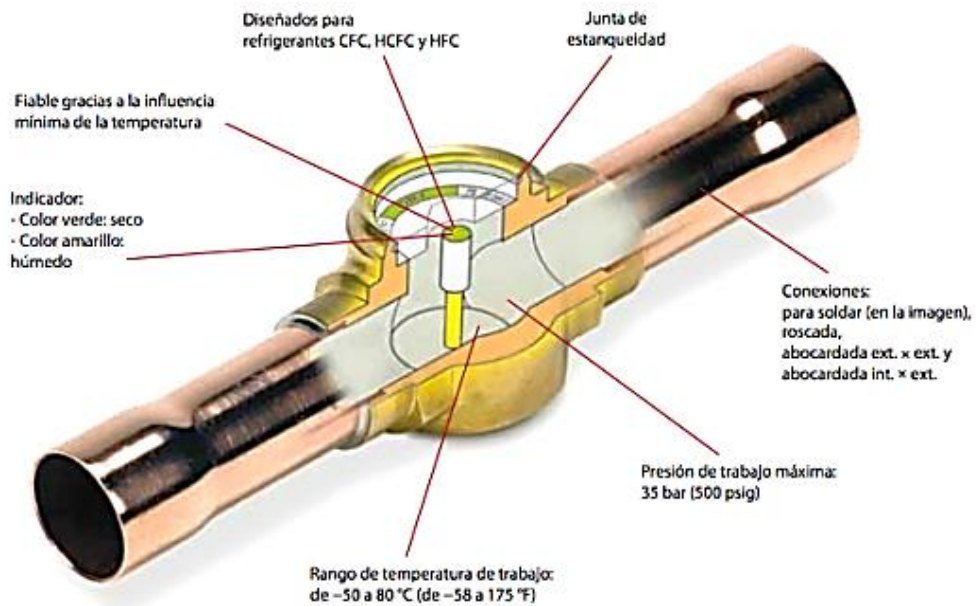
- Conexión: 1/4"
- Para refrigerante: R12, R22, R134A, R404/507<sup>a</sup>.
- Conexiones roscadas a flare y soldables de cobre.
- Mezcla de desecantes optimizada para una gran capacidad de retención de humedad y ácidos.
- Acabado: pintura epóxica resistente a la corrosión.
- Filtración: 40 Micrones.
- Máxima Presión de Trabajo: 680 psig (47 bar).
- Aprobado por UL/CUL File No. SA7175.

**3.10.4 Visor de líquidos.** El indicador de líquido y humedad es un accesorio ampliamente utilizado en los sistemas de refrigeración, principalmente en refrigeración comercial y aire acondicionado. Es un dispositivo de metal con una mirilla de vidrio, que permite observar la condición del refrigerante. Anteriormente, se utilizaba como indicador de líquido únicamente una simple mirilla. Posteriormente, surgió la idea de aprovechar esa ventana al interior para indicar humedad, y en la actualidad, todos los fabricantes lo hacen con ese doble propósito. [22]

*Características:*

- El Indicador tiene una alta sensibilidad y precisión para detectar la humedad del sistema.
- La construcción es hermética lo cual garantiza que no haya fugas.
- El Indicador HMI es compatible con todos los refrigerantes incluido el R410A excepto el Amoniaco.
- Exacta calibración del color a niveles bajos de ppm y altas temperaturas.
- El Indicador HMI está provisto de un cristal con un área de visibilidad superior a cualquier otro en el mercado, lo que facilita la revisión del sistema de refrigeración.
- El cuerpo del indicador está construido de forja de latón por lo que es altamente resistente a la corrosión. Conexiones soldables de cobre.

Figura 35. Esquema de un visor de líquidos



Fuente: <http://www.google.com.ec/imgres?q=VISOR+DE+LIQUIDOS>

#### *Tipos de visores:*

- Visores SGI y SGN tienen un indicador que cambia de color para indicar el contenido de humedad del refrigerante.
- Visores SGR se utilizan para indicar el nivel del líquido en un recipiente o en el cárter de un compresor.
- Visores SGRN y SGRI son similares a los SGR pero se suministran con un indicador de humedad.

#### *Tipo SGI /SGRI características:*

- Para refrigerantes HCFC y CFC.
- Indican un contenido excesivo de agua en el sistema de refrigeración.
- Indicación de sub enfriamiento insuficiente.
- Indicación de falta de refrigerante.
- Conexiones abocardadas o soldar cobre.

#### *Tipo SGN /SGRN características:*

- Para refrigerantes HCFC y CFC.
- Indican también un contenido excesivo de agua en el sistema de refrigeración.
- Indicación de sub enfriamiento insuficiente.
- Indicación de falta de refrigerante.

- Conexiones abocardadas o soldar cobre.

Se selecciona un visor de líquidos:

- Marca: Danfoss
- Tipo: SGI-10
- Temperatura de trabajo: -50°C a 80°C
- Conexión: 3/8 in tipo rosca

Presión de trabajo máxima:

Tabla15.Presión de trabajo máxima para visor de líquidos Danfoss

SGI / SGN: 6 → 12:	PB = 35 bar
SGI / SGN: 16s (soldar cobre):	PB = 35 bar
SGI / SGN: 16 (abocardada):	PB = 28 bar
SGI / SGN 19 → 22:	PB = 28 bar
SGR / SGRN:	PB = 35 bar
SGRI	PB = 35 bar

Fuente: Catálogo Danfoss– Visores

Contenido de humedad en ppm:

Tabla 16. Contenido de humedad en visor de líquidos Danfoss

*Refrigerantes HFC y HCFC*

	Contenido de humedad en ppm = partes por millón					
	SGN / SGRN					
	25°C 1)			43°C 1)		
	Verde/ seco	Color intermedio	Amarillo/ húmedo	Verde/ seco	Color intermedio	Amarillo/ húmedo
R 22	< 30	30 - 120	>120	< 50	50 - 200	> 200
R 134a	< 30	30 - 100	>100	< 45	45 - 170	>170
R 404A	< 20	20 - 70	> 70	< 25	25 - 100	>100
R 407C	< 30	30 - 140	>140	< 60	60 - 225	>225
R 507	< 15	15 - 60	> 60	< 30	30 - 110	>110

*Refrigerantes HCFC*

	Contenido de humedad en ppm = partes por millón					
	SGI / SGRI					
	25°C 1)			43°C 1)		
	Verde/ seco	Color intermedio	Amarillo/ húmedo	Verde/ seco	Color intermedio	Amarillo/ húmedo
R 22	< 150	150 - 300	> 300	< 250	250 - 500	> 500

Fuente: Catálogo Danfoss – Visores

**3.10.5 Selección de válvula solenoide.** En la mayoría de las aplicaciones de refrigeración es necesario abrir o detener el flujo en un circuito de refrigerante, para poder controlar automáticamente el flujo de fluidos en el sistema. Para este propósito, se utiliza una válvula solenoide operada eléctricamente. Su función básica es la misma que una válvula de paso operada manualmente pero, siendo accionada eléctricamente, se puede instalar en lugares remotos y puede ser controlada convenientemente por interruptores eléctricos simples. Las válvulas solenoide pueden ser operadas por interruptores termostáticos, de flotador, de baja presión, de alta presión, por reloj o cualquier otro dispositivo que abra o cierre un circuito eléctrico, siendo el interruptor termostático el dispositivo más comúnmente utilizado en sistemas de refrigeración.

**3.10.5.1 Aplicaciones de las válvulas solenoide.** El control automático del flujo del refrigerante depende en muchos casos del uso de válvulas solenoide. Algunas de las principales aplicaciones en refrigeración de este útil dispositivo de control se describen y se ilustran a continuación, bajo los títulos de:

- Deshielo por gas caliente.
- Control de flujo.
- Control de vacío (pump down).
- Servicio de descarga del gas del compresor.
- Descarga del cilindro del compresor.
- Desvío de gas caliente.

#### *Selección de la válvula solenoide*

Las válvulas solenoide siempre deben determinarse con base en los requerimientos de la capacidad de flujo, y no sólo por el tamaño de la línea. Una válvula solenoide demasiado grande operará erráticamente o simplemente no funcionará, mientras que una válvula demasiado pequeña dará como resultado una caída de presión, situación que no se desea. Las válvulas operadas mediante piloto tienen requerimientos mínimos en cuanto a caída de presión determinada por el fabricante de válvulas, y una caída mínima de presión entre la entrada y la salida de la válvula debe mantenerse en todo momento durante la operación. [23]

#### *Datos para selección:*

- Refrigerante. R404A.
- Capacidad del sistema: 1220 W.
- Temperatura de evaporación: -5°C.

- Tamaño y tipo de conexión. ¼ in Roscado.
- Voltaje y frecuencia. 110 V y 60 Hz.

Se selecciona la válvula solenoide:

- Tipo: Danfoss TR ¼ 032F8107.
- Refrigerantes: CFC, HCFC, HFC.
- Temperatura del medio: -40 a 105°C.
- Bobina: 10W/12W Máx. 130°C.

Se selecciona la válvula solenoide Danfoss EVR 3 con las características que se muestran en la tabla 17.

Tabla 17. Características de válvula solenoide Tipo EVR 3 Danfoss

Características	Valor
Tipo	EVR 3
Peso	0.178 [kg]
Actuador [mm]	13,5 mm
Temp. ambiente	-40 - 80 °C
Valor Cv [gal/min]	0,320 gpm US
Dirección	Paso recto
Función	N C
Tipo conex. entrada	Roscar
Tamaño entrada [in]	1/4 IN
Valor Kv [m³/h]	0,270 m³/h
Apertura manual	No
Máx. presión de trabajo [bar]	45,2 bar
Rango temp. del medio [°C]	-40 - 105 °C
ODP mín. [bar]	0,000 bar
MOPD [bar/psi]	Depende de la bobina
Tamaño orificio [mm]	3,30 mm
Tipo conex. Salida	Roscar
Tamaño salida [in]	1/4 IN
Refrigerante(s)	R404A/R507

Fuente: <http://www.danfoss.com/Spain/Products/Categories/Detail/RA/Solenoid-Valves/Solenoid-Valves-Fluorinated-Refrigerants/EVR-normally-closed.html>

### 3.11 Cálculo del diámetro de las tuberías del sistema del refrigerante

Datos:

- Material: cobre
- Carga térmica del sistema: 1226 W
- Refrigerante: 404A
- Temperatura de succión: -5°F
- Temperatura líquido: 35,6 °F

**3.11.1 Cálculos de tubería de succión.** En la tubería de succión se calcula el diámetro en función de las velocidades recomendadas.

Velocidad mínima de refrigerante recomendada  $700 \frac{ft}{min}$  [24]

Velocidad máxima de refrigerante recomendada  $3000 \frac{ft}{min}$  [25]

Velocidad propuesta  $V_{propuesta} = 1500 \frac{ft}{min} = 7,61 \frac{m}{s}$

Cálculo del diámetro de la tubería

$$\dot{v}_v = \frac{\dot{m}}{\delta_v}$$

Donde

Caudal volumétrico de refrigerante como vapor  $\dot{v}_v$

Flujo másico de refrigerante  $\dot{m} = 0,009709 \frac{kg}{s}$

Densidad de refrigerante como vapor  $\delta_v = 18,2 \frac{kg}{m^3}$

$$\dot{v}_v = \frac{0,009709 \frac{kg}{s}}{18,2 \frac{kg}{m^3}} = 5,3346 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{v}_v = V_{propuesta} A_{tr}$$

$$A_{tr} = \frac{\dot{v}_v}{V_{propuesta}} = \frac{5,3346 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}}{7,61 \frac{m}{s}} = 0,0000701 m^2$$



$$A_{tr} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt[2]{\frac{4(A_{tr})}{\pi}} = \sqrt[2]{\frac{4(0,0000701m^2)}{3,1416}} = 9,4415 \times 10^{-3} m$$

Se selecciona una tubería de succión de diámetro nominal  $D = \frac{3}{8} in = 9,525 \times 10^{-3} m$

Se procede a calcular la velocidad real del refrigerante

$$V_{real} = 7,48 \frac{ft}{min} = 1473,80 \frac{m}{s}$$

**3.11.2 Cálculos de tubería de descarga.** En la tubería de descarga se calcula el diámetro en función de las velocidades recomendadas.

Velocidad máxima de refrigerante recomendada  $300 \frac{ft}{min}$  [25]

Velocidad propuesta  $V_{propuesta} = 100 \frac{ft}{min} = 0,5079 \frac{m}{s}$

Cálculo del diámetro de la tubería

$$\dot{v}_l = \frac{\dot{m}}{\delta_l}$$

Donde:

Caudal volumétrico de refrigerante como vapor  $\dot{v}_v$

Flujo másico de refrigerante  $\dot{m} = 0,009709 \frac{kg}{s}$

Densidad de refrigerante como vapor  $\delta_v = 1048 \frac{kg}{m^3}$

$$\dot{v}_v = \frac{0,009709 \frac{kg}{s}}{1048 \frac{kg}{m^3}} = 9,2643 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{v}_v = V_{propuesta} A_{tr}$$

$$A_{tr} = \frac{\dot{v}_v}{V_{propuesta}} = \frac{9,2643 \times 10^{-6} \frac{m^3}{s}}{0,5079 \frac{m}{s}} = 0,0000182 m^2$$

$$A_{tr} = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \sqrt[2]{\frac{4(A_{tr})}{\pi}} = \sqrt[2]{\frac{4(0,0000182m^2)}{3,1416}} = 4,8188 \times 10^{-3} m$$

Se selecciona una tubería de descarga de diámetro nominal  $D = \frac{1}{4} in = 6,35 \times 10^{-3} m$

Se procede a calcular la velocidad real del refrigerante

$$V_{real} = 0,2925 \frac{m}{s} = 57,58 \frac{ft}{min}$$

### 3.12 Proyección para el diseño del evaporador

Se conoce al evaporador como el elemento productor de frío a la instalación frigorífica, es un intercambiador de calor donde se produce la transferencia de energía térmica desde un medio a ser enfriado hacia el fluido refrigerante que circula en el interior del dispositivo, aquí se produce la ebullición del refrigerante líquido que procede del equipo compresor.

Tomando en cuenta que el evaporador es un cambiador de calor y que sobre él se creará la capa de hielo, su diseño tendrá que considerar cargas térmicas y cargas distribuidas por el peso del hielo y otros fenómenos relacionados con las propiedades del hielo.

**3.12.1 Problemáticas en el diseño del evaporador.** Las problemáticas que se hallan en el diseño del evaporador se pueden resumir de la siguiente forma:

- Dificultades de selección del material del evaporador.
- Determinación de la forma del serpentín y arreglo de los tubos en el tanque.
- Disminución de rendimiento debido a la presencia en su interior de aceite procedente del compresor.

**3.12.2 Características necesarias en un evaporador.** Para que el evaporador desempeñe su trabajo de forma correcta y eficiente debe cumplir con las siguientes condiciones:

#### *Condiciones de transferencia de calor*

- La mayor parte de la superficie del evaporador debe estar en contacto con vapor saturado húmedo, esto se consigue al producirse el fenómeno de convección por ebullición forzada en el interior de los tubos, mejorando así el coeficiente de transmisión convectiva de calor.
- El vapor que abandona el evaporador debe salir saturado seco hacia el compresor, en caso de no ser así se necesita colocar un separador de líquidos.
- El fluido debe circular por el evaporador produciendo pérdidas de carga mínimas, con velocidad tal que pueda originar una buena transmisión de calor.

#### *Condiciones de construcción*

- La construcción del serpentín debe ser sencilla para evitar en lo mínimo los accesorios para minimizar las pérdidas y el estancamiento del aceite del refrigerante.
- La forma del serpentín debe ser simple, para su fácil construcción y montaje.
- El material del que se construirá el serpentín debe ser resistente a la corrosión, resistente a cambios de temperatura, maleable y capaz de soportar en un momento determinado la carga distribuida por el peso del hielo. Los evaporadores se construyen generalmente de cobre y acero inoxidable.
- Tratar en lo mínimo de reducir costos por materiales y construcción del serpentín.

#### *Condiciones de mantenimiento.*

- Asegurar una fácil limpieza, es decir tener una forma tal que se pueda llegar a cada parte de la superficie total del serpentín para remover las impurezas y sedimentos que se incrustan en las paredes del mismo.
- Tener disponibilidad para purgar aceite en caso de ser necesario.
- Ser de fácil desmontaje, ya que en algún momento puede ser necesario removerlo de su lugar de trabajo para darle mantenimiento.

### **3.13 Diseño del evaporador**

Tomando en cuenta las condiciones antes mencionadas, se ha diseñado un serpentín con las siguientes especificaciones.

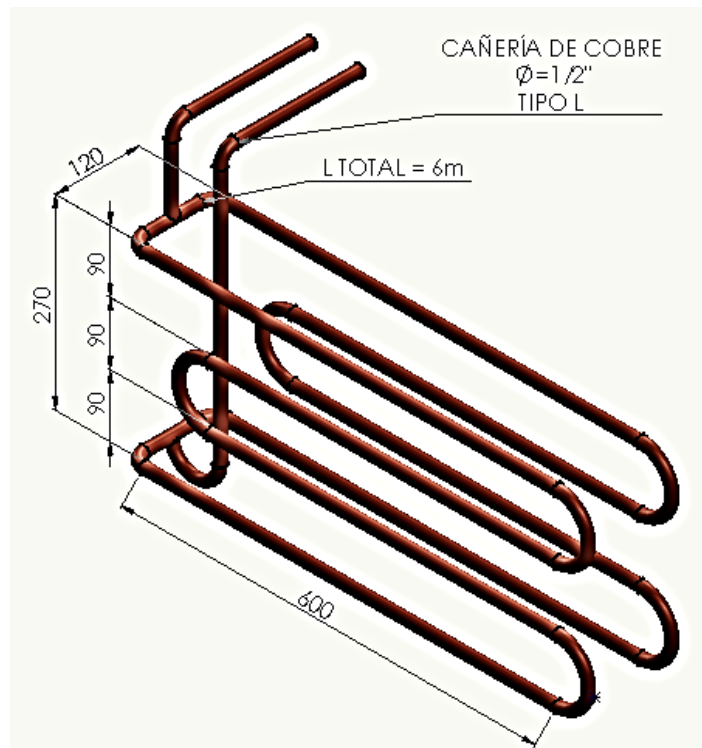
**3.13.1 Material y dimensiones del serpentín.** Serpentín de cañería de cobre de 1/2 pulgada de diámetro tipo L de 6 metros de longitud Se seleccionó este material en base a los argumentos presentados en la proyección para el diseño. Estas especificaciones se consideraron un parámetro clave para la realización de los cálculos de transferencia de calor.

Considerando que el generador de hielo que se va a construir es con objeto investigativo como se dijo anteriormente, el diámetro del serpentín es de 1/2 in, y se considera al cobre, ya que es un material maleable, resistente a la corrosión y con buenas propiedades de trabajo en el área de refrigeración.

La longitud total de serpentín de 6 metros, pero para mejorar la eficiencia frigorífica del equipo se crearán dos serpentines cada uno de 3 metros de longitud, que estarán dispuestos de manera alineada y tendrán una separación tal que no afecte a la formación de hielo. Los dos estarán unidos de manera que solo exista un ducto de entrada y uno de salida.

A continuación se presenta un esquema del serpentín con las especificaciones y dimensiones necesarias.

Figura 36. Disposición y dimensiones del evaporador



Fuente: Autores

### **3.14 Proyección para el diseño del tanque**

La función principal del tanque o reservorio será el de albergar al evaporador, el cual estará completamente sumergido en agua, además es el que evitará que existan pérdidas por convección con el ambiente.

Para el diseño del tanque se debe tomar en cuenta la resistencia a la deformación del material a la presión por el fluido que estará albergado y el aislamiento necesario que debe tener para evitar pérdidas por convección con el ambiente.

**3.14.1** *Problemáticas en el diseño del tanque.* Las problemáticas que se hallan en el diseño del tanque se basan en:

- La determinación de la forma y dimensiones del tanque.
- La presión existente por cabeza de agua acumulada.
- Las pérdidas de calor por paredes, techo y piso del tanque.

**3.14.2** *Características necesarias en el tanque.* Las características necesarias para que el tanque trabaje de manera eficiente se resumen de la siguiente forma:

#### *Condiciones de Transferencia de calor.*

- Debe tener un aislante adecuado para trabajar a bajas temperaturas de un espesor tal que minimice en su totalidad las pérdidas de calor por convección de las paredes con el ambiente.
- La conductividad térmica de los materiales que componen el tanque debe ser baja.

#### *Condiciones de construcción*

- Las dimensiones y la forma del tanque tendrán que estar en relación con la forma y dimensiones del serpentín, dejando un espacio suficiente para no interrumpir la formación del hielo al redor del tubo.
- La resistencia a la deformación del material del que está compuesto el tanque debe ser buena.
- El tanque debe ser resistente a la corrosión.
- No debe existir fugas de agua.
- El tanque tendrá un lado descubierto, o a su vez cubierto pero con un material transparente para visualizar el proceso de formación de hielo. Se debe considerar una buena resistencia y una baja conductividad térmica.

*Condiciones de mantenimiento.*

- Debe ser de fácil limpieza y desmontaje.
- Tener facilidad para evacuar el agua que se encuentra en su interior.

### **3.15 Diseño del tanque**

Considerando las condiciones antes mencionadas, se ha diseñado un tanque con las siguientes especificaciones:

**3.15.1 Material y dimensiones del tanque.** El tanque se construirá en acero inoxidable utilizando poliuretano como aislante por su baja conductividad térmica y su buen desempeño a bajas temperaturas.

Las dimensiones internas del tanque se realizaron de tal forma que no intervenga con la formación de hielo y el montaje del evaporador sea fácil, como se puede observar en la figura 22. Las dimensiones externas dependerán del espesor del aislante (2in), el cual se calculó tratando de obtener las menores pérdidas de calor posibles por paredes, techo y piso en el capítulo anterior.

Se considera instalar una tapa en el tanque construida en acrílico transparente, porque se necesita observar el procedimiento de formación de hielo ya que se utilizará el equipo para estudios de laboratorio y la conductividad térmica del material es bajo. Para tener un buen sellado de la tapa con el tanque se acondicionará a la tapa una banda magnética.

Se calcula el espesor de placa de acero inoxidable a utilizar mediante la ecuación: [26]

$$t = 2,45L \sqrt{\frac{\alpha * H * 0,36G}{\sigma y}}$$

Donde:

$L$  = Largo del recipiente, en m.

$H$  = Altura del recipiente, en m.

$G$  = Gravedad específica del líquido, para el agua  $G = 1$ .

$\sigma y$  = Esfuerzo del acero inoxidable, en kpsi.

$\alpha_1$  = Factor que depende de la relación de la longitud a la altura del tanque ( $H/L$ ).

Las dimensiones del tanque son:

Tabla 18. Dimensiones del tanque

REQUERIMIENTOS	L(m)	A(m)	H(m)
DIMENSIONES EXTERNAS	0,8	0,4	0,55
DIMENSIONES INTERNAS	0,7	0,3	0,5

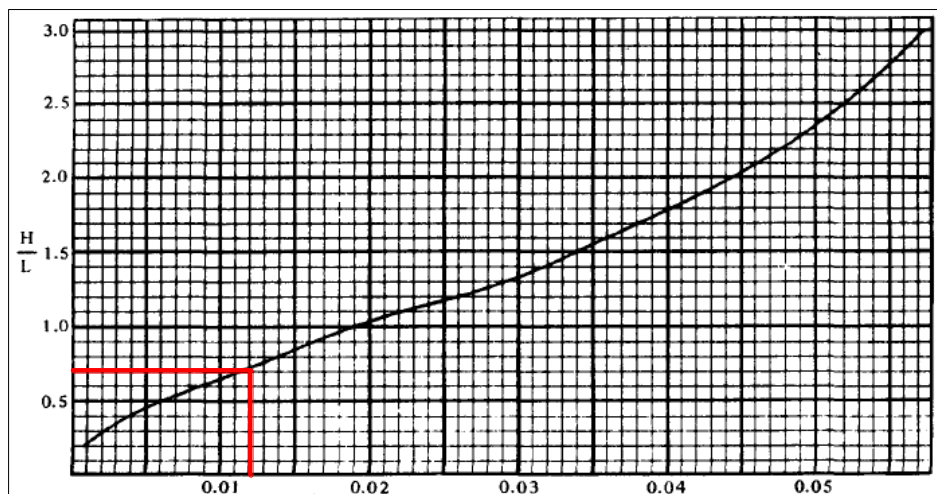
Fuente: Autores

Relación de longitud – altura:

$$\frac{H}{L} = \frac{19,68}{27,5} = 0,7143$$

Con la relación calculada se halla el valor de  $\alpha$  en la gráfica 37

Figura 37. Relación longitud - altura



Fuente: [http://www.docentes.utonet.edu.bo/mruizo/wp-content/uploads/PáginasTanques\\_rectangulares.pdf](http://www.docentes.utonet.edu.bo/mruizo/wp-content/uploads/PáginasTanques_rectangulares.pdf)

Para la relación  $\frac{H}{L} = 0,7143$  le corresponde un valor de  $\alpha = 0,011$

$$t = 2,45(27,5in) \sqrt{\frac{0,011 * 19,68 * 0,036(1)}{75800}} = 0,0216in = 0,549mm$$

El espesor de la placa debe ser de 0,55mm, pero se selecciona un espesor de 1mm, ya que este espesor de plancha se encuentra en el mercado.

**3.15.2 Especificaciones del material.** En el diseño del tanque se utilizaron los siguientes materiales:

**3.15.2.1 Poliuretano.** El poliuretano expndido, o espuma de poliuretano es un nuevo material que nace de la fusión de tres químicos: uno derivado del petróleo (isocianato), otro del azúcar (poliol) más un agente de expansión. Esta amalgama genera burbujas que se guardan en las partículas (llamadas cápsulas).

Esta reacción causa otra, de índole mecánica, que produce la expansión del material y, al mismo tiempo, llena las cápsulas de gas. Esta característica vuelve a este material resistente a los ruidos y a la temperatura. En consecuencia, se logra un producto que aísla la temperatura y el calor más que cualquier otro conocido actualmente.

Es el aislante más utilizado para impermeabilizaciones y aislamientos térmicos y acústicos y tiene una gran resistencia a la tensión, un tiempo de vida útil de 50 años, mejora la eficiencia energética y reduce el CO2 derivado de los equipos de calefacción y aire acondicionado. Además: posee una conductividad térmica muy baja, mejor que el de los aislantes tradicionales.

Utilizando los equipos apropiados se realiza su aplicación "in situ" consiguiéndose una capa de aislación continua y de forma rápida.

Tiene una excelente adherencia a los materiales normalmente usados en la construcción sin necesidad de adherentes de ninguna especie.

Tiene una alta resistencia a la absorción de agua. La densidad normal de la espuma está generalmente comprendida entre los 38 y 40 Kg/m<sup>3</sup>. **[19]**

**3.15.2.2 Planchas de acero inoxidable.** Se selecciona acero inoxidable porque es un acero durable y de elevada resistencia a la corrosión ya que, una pequeña cantidad de cromo en su composición (el mínimo para conseguir propiedades inoxidables es del 12 %), le da un aspecto brillante y lo hace altamente resistente a la suciedad y a la oxidación. Este material puede estar en contacto frecuente con agua sin que su apariencia impecable y brillante se deteriore.

Se utilizarán planchas de acero inoxidable brillante calidad A 430 con un espesor de 1mm, su resistencia mecánica es de 75,8 kpsi.

Se pueden encontrar más datos acerca de la composición y propiedades de las planchas en el Anexo D.

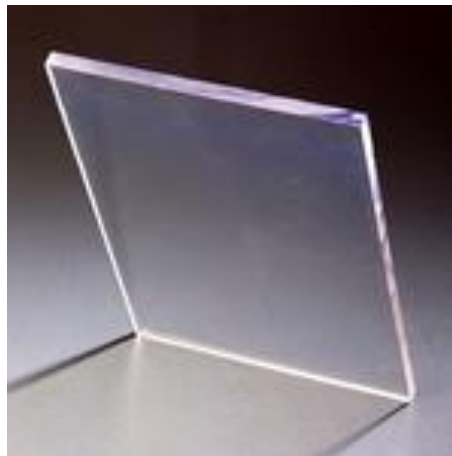


En cuanto a soldabilidad, es aceptable en espesores delgados y deficiente en espesores gruesos. El procedimiento de soldadura más comúnmente usado es TIG. La soldadura se realizará sin metal de aporte para los calibres más delgados, mientras que para los espesores gruesos es recomendable el electrodo de calidad 309 L.

**3.15.2.3 Lámina de acrílico.** El acrílico es un compuesto que se obtiene de la polimerización del metacrilato de metilo, su presentación más frecuente es en láminas, aunque también se comercializa en forma de gránulos útiles para el proceso de inyección o extrusión.

Compite en cuanto a aplicaciones con otros plásticos como el policarbonato (PC) o el poliestireno (PS), pero el acrílico se destaca frente a otros plásticos transparentes en cuanto a resistencia a la intemperie, transparencia y resistencia al rayado.

Figura 38. Acrílico transparente



Fuente: <http://avanceytec.com.mx/index.php?seccion=plasticos/laminas-acrilico>

Entre las propiedades más destacadas se puede mencionar las siguientes:

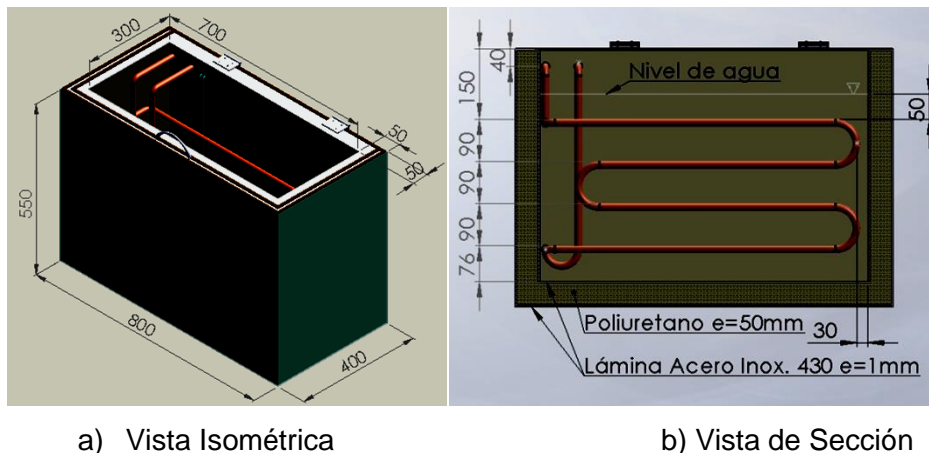
- a) Resiste 17 veces más el impacto que el vidrio y pesa mucho menos de la mitad.
- b) Posee una mejor claridad que el vidrio, con una transmisión de luz del 92 %.
- c) El rango de temperaturas para su utilización se encuentra entre 30 y 190 °F (37 y 87°C).
- d) No es tan rígido como el vidrio pero es más rígido que el policarbonato y cuesta mucho menos.
- e) Resistente a la corrosión y es un buen aislante térmico 20% mejor que el vidrio.
- f) Trabaja muy bien en el frío, ya que la resistencia al impacto de las formulaciones estándar se mantiene en esas condiciones.

- g) Es fácilmente trabajable, se puede maquinar en la misma forma que la madera o los metales suaves como el aluminio o el bronce.

Aunque existe posibilidad de expansión y contracción con los cambios de temperatura, no significa que va a disminuir en tamaño.

Las especificaciones de dimensionamiento y materiales del tanque se observan en la Figura 39.

Figura 39. Disposición y dimensiones del tanque



Fuente: Autores

**3.15.3 Estudio de resistencia a cargas externas.** Para observar el comportamiento que tiene el tanque ante cargas externas, como la presión por columna de agua, se ha creado un estudio de simulación con la ayuda del programa Solid Works.

En dicho programa se crea cada componente del tanque y luego se lo ensambla, especificando el material de cada componente y la forma de unión de cada parte.

La carga actuante es la presión generada por columna de agua, la cual se determina por la siguiente ecuación:

$$P = \rho gh \quad (72)$$

Donde:

$P =$  Presión, en  $\frac{N}{m^2}$ .

$\rho =$  Densidad del agua, en  $\frac{Kg}{m^3}$ .

$g =$  Aceleración de la gravedad, en  $\frac{m}{s^2}$ .

$h =$  Altura de columna de agua, en m.

Reemplazando datos se obtiene:

$$P = 999,25 \frac{Kg}{m^3} * 9,81 \frac{m}{s^2} * h$$

$$P = (9802,6425 * h) \frac{N}{m^2}$$

Mientras va aumentando la profundidad del tanque el valor de h aumenta y por tanto la presión actuante sobre las paredes del tanque también. Se ingresa la ecuación en el estudio de SolidWorks de tal manera que el valor de P varíe con respecto a h.

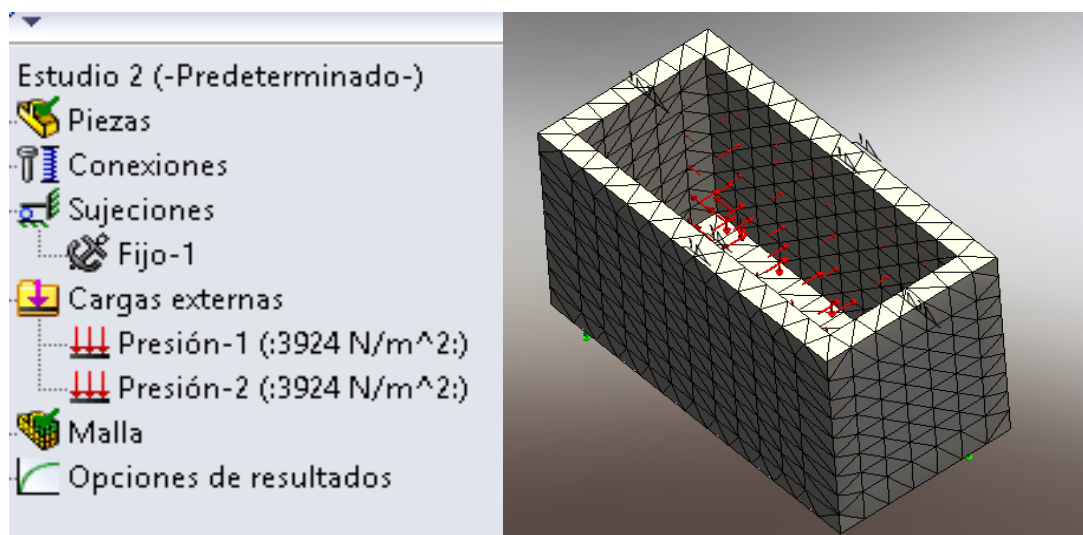
La presión que existirá en el fondo del tanque será constante y se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Para } h = 0,4m \quad P = (9802,6425 * 0,4) \frac{N}{m^2} = 3921,057 \frac{N}{m^2}$$

El valor de esta presión distribuida también se ingresa en el estudio.

Luego de especificar los componentes, conexiones, sujeciones, cargas actuantes y el mallado como se observa en la figura 40 se procede a ejecutar el estudio.

Figura 40. Estudio de simulación del tanque



Fuente: Autores

Una vez finalizado el estudio se crean las siguientes figuras resultantes:

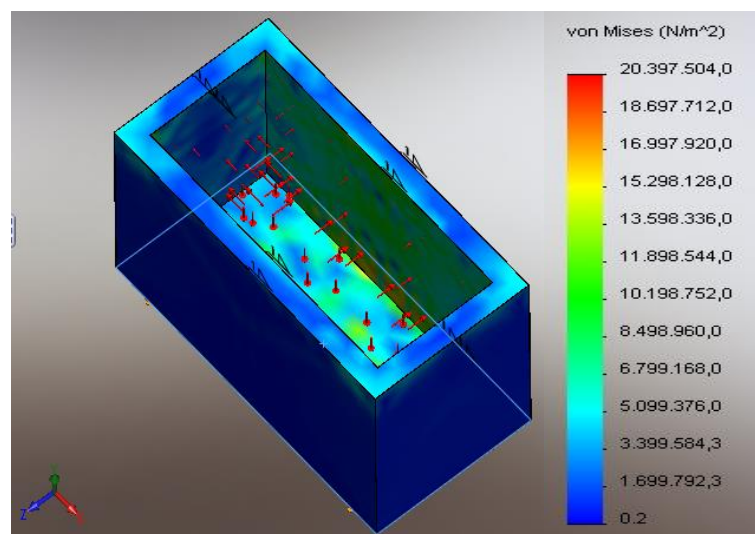
**3.15.3.1 Análisis estático nodal tipo: Tensión de Von Mises.** Basándose en la teoría de Von Mises-Hencky también conocida como teoría de la energía de cortadura, se conoce que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de Von Mises es igual al límite de tensión. El software utiliza el límite de tensión de tracción/ruptura o establece su propio límite de tensión para realizar este cálculo.

En la mayoría de los casos, el límite elástico se utiliza como el límite de tensión. La tensión mínima existente fue de  $0,210485 \frac{N}{m^2}$ , mientras la tensión máxima fue de  $2,03975e+007 \frac{N}{m^2}$ . Los resultados se observan en la figura 41.

Como la tensión máxima existente es menor que el límite elástico del acero inoxidable no existe deformación permanente.

$$20397504 \frac{N}{m^2} < 172339000 \frac{N}{m^2}$$

Figura 41.Tensión de Von Mises tanque

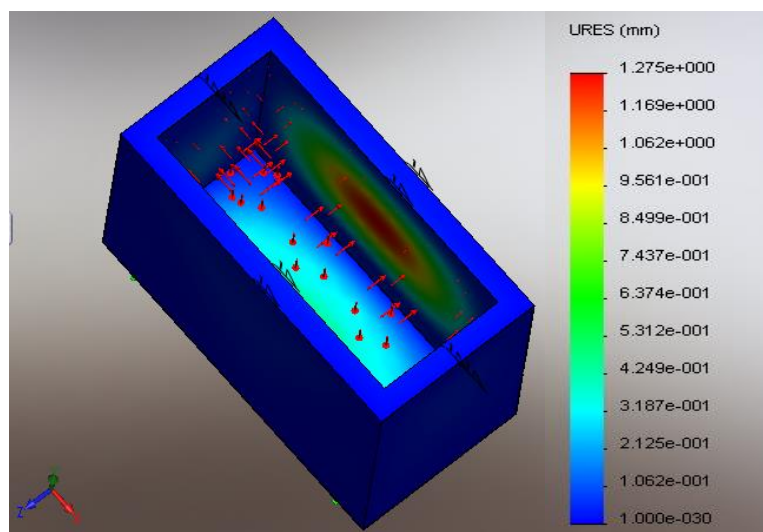


Fuente: Autores

**3.15.3.2 Desplazamiento resultante.** Con este análisis se puede observar cuanto se ha desplazado un nodo de un objeto, en dirección normal a su superficie.

El mínimo desplazamiento nodal existente fue de 0mm, mientras que el máximo desplazamiento nodal fue de 1.27485 mm. Los resultados se observan en la figura 42.

Figura 42. Desplazamiento estático resultante



Fuente: Autores

**3.15.3.3 Deformación unitaria equivalente.** La deformación unitaria se define como el cambio de longitud por unidad de longitud, como la deformación ocurre de distintas formas y en distintas direcciones distorsionando la forma del objeto, es necesario calcular la deformación unitaria equivalente.

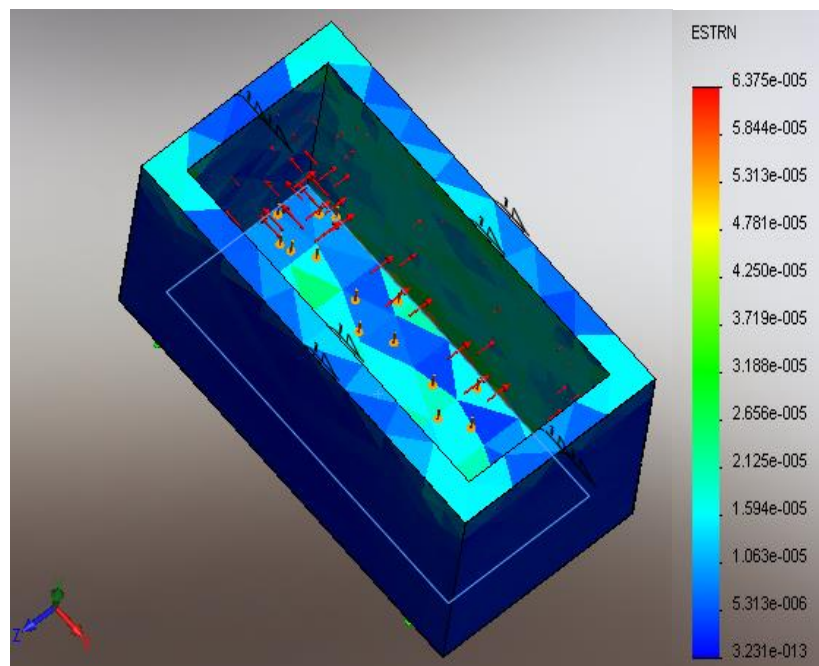
Este es el resultado de cálculos en los que intervienen las deformaciones unitarias normales en el sentido de cada uno de los ejes de referencia y las deformaciones unitarias cortantes en dirección de los ejes.

La mínima deformación unitaria equivalente es de  $3,23056e-013$ , mientras que la máxima deformación es  $6,37502e-005$ . Los resultados se observan en la figura 43.

Por último el programa presenta una vista deformada del tanque, la cual se observa en la figura 44.

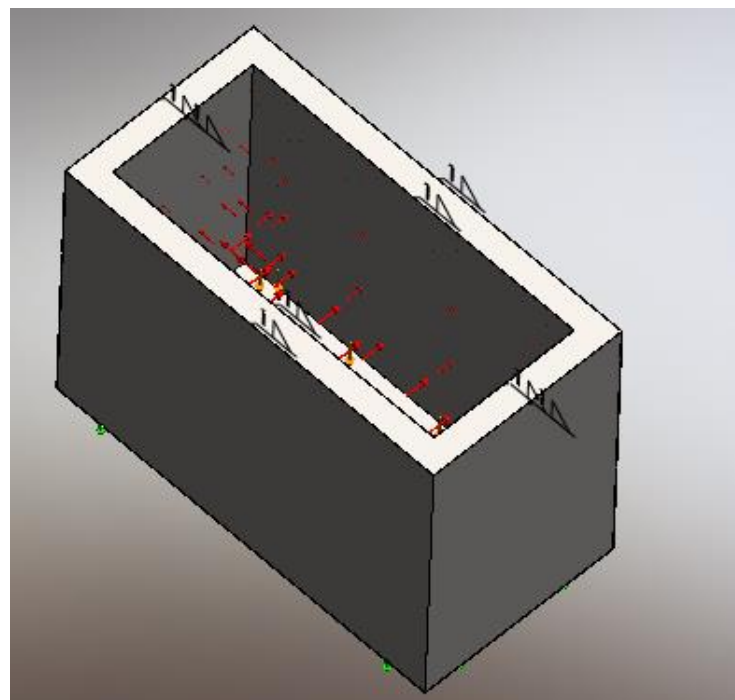
Esta figura indica que no hay deformación considerable ni permanente en el tanque, por lo cual el diseño del tanque es satisfactorio.

Figura 43. Deformación unitaria equivalente



Fuente: Autores

Figura 44. Vista deformada del tanque



Fuente: Autores

### **3.16 Proyección para el diseño de la estructura**

Se define a la estructura como un ensamblaje de elementos que mantiene su forma y su unidad, cuyo objetivo es resistir cargas resultantes de su uso y de su peso propio y darle forma a un cuerpo o equipo.

Para el diseño de la estructura se toma en cuenta las dimensiones de la unidad condensadora, el tanque reservorio y la caja de control. Considerando también la disposición de los elementos componentes de la unidad frigorífica.

Una estimación inicial acerca de los perfiles estructurales que lo conforman se lo realiza en base a la carga que va a soportar, los efectos por fatiga y el ambiente en el que se va a encontrar.

**3.16.1** *Problemáticas en el diseño de la estructura.* Las problemáticas que se hallan en el diseño de la estructura se basan en:

La determinación de la forma y dimensiones de la bancada.

La vida útil de la estructura.

Las carga total a soportar

**3.16.2** *Características necesarias en la estructura.* Las características necesarias para que la estructura cumpla con los objetivos mencionados se resumen de la siguiente forma:

#### *Condiciones de construcción*

- Las dimensiones y la forma de la estructura tendrán que estar en relación con la forma y dimensiones de cada uno de los elementos que conforman el generador, para un fácil ensamblaje.
- Considerar que el tanque tiene que ubicarse sobre la unidad condensadora para facilitar el retorno del aceite al compresor y los elementos que constituyen la unidad frigorífica deben estar visibles.
- La caja de control debe estar a un costado del tanque a una altura en la que sea fácilmente manejable.
- El material de la estructura debe tener buenas propiedades mecánicas.
- Debe resistir a la corrosión.

*Condiciones de mantenimiento.*

- Debe ser de fácil limpieza.
- Permitir un desmontaje sencillo de los elementos que conformen el equipo.

### **3.17 Diseño de la estructura**

Después de analizar las problemáticas en el diseño y las características necesarias que debe tener la estructura, para su diseño se consideran las siguientes especificaciones:

**3.17.1 Material y dimensiones de la estructura.** La estructura se construirá con tubo estructural ASTM A-500 de 1 iny 1,5 mm de espesor, recubierto con pintura para evitar la corrosión del material.

Las dimensiones de la estructura se muestran en la figura 45.

Figura 45. Dimensiones de la estructura



Fuente: Autores

**3.17.2 Especificaciones del material.** Tubo estructural galvanizado norma: ASTM A-500, es un tubo de acero estructural al carbono galvanizado, utilizado en construcción de estructuras metálicas, puentes, y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas.

Por ser un acero galvanizado se evita la oxidación y corrosión que la humedad y la contaminación ambiental pueden ocasionar sobre la estructura, sus principales propiedades son:



- Densidad de 7860 kg/m<sup>3</sup> (0.28 lb/in<sup>3</sup>).
- Límite de fluencia mínimo de 250 MPA (36 ksi).
- Límite de rotura mínimo de 410 MPa (58 ksi).

Después de especificado las dimensiones y los materiales la estructura tendrá las siguientes propiedades físicas:

- Densidad =  $0.01 \frac{gr}{mm^3}$ .
- Masa = 28525.86 gr.
- Volumen = 3633867.70 mm<sup>3</sup>.
- Área de superficie = 2777383.09 mm<sup>2</sup>.

Para más información revisar el Anexo E

**3.17.3 Estudio de resistencia a cargas externas.** La estructura es la que soportará el peso del tanque, unidad condensadora y demás elementos, es así que, como en el caso del diseño del tanque, aquí también se hace necesario realizar un estudio a cargas estáticas externas.

*Para este estudio se consideran las siguientes cargas.*

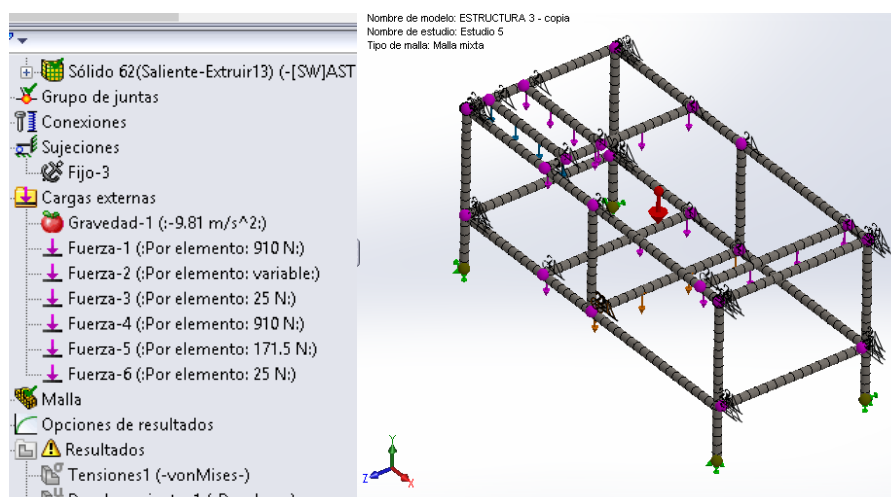
- Peso del tanque y accesorios = 40,104 Kg.
- Masa de agua que se encontrará en el tanque = 83,6898435 Kg.
- Peso de la unidad condensadora = 35 Kg.
- Peso de la caja de control más accesorio = 10 Kg.
- Efectos de gravedad

Se utilizará el software Solid Works para realizar el estudio, especificando los siguientes datos:

- Componentes: miembros estructurales que conforman la estructura.
- Juntas: se calculan todas las juntas presentes en la estructura.
- Conexiones: contacto global entre componentes.
- Sujeciones: Geometría fija ubicada en las juntas de las bases de la estructura.
- Cargas externas: los pesos antes mencionados.

Se procede a realizar el mallado como se ve en la figura 46 y se produce un nuevo estudio.

Figura 46. Mallado de la estructura



Fuente: Autores

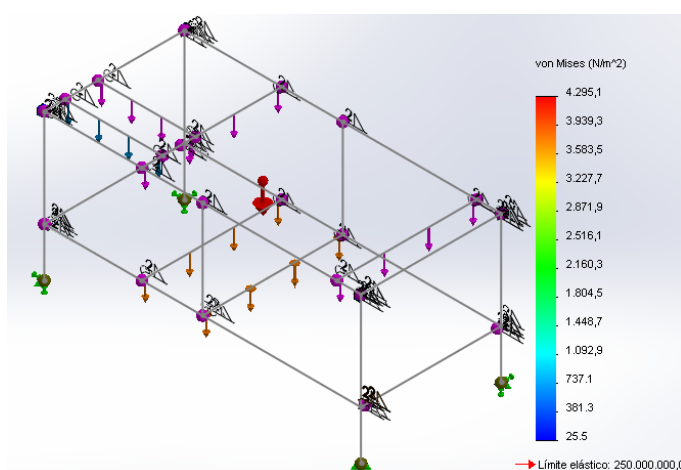
Después de realizado el estudio se crean las siguientes gráficas resultantes:

**3.17.3.1 Análisis estático nodal tipo: tensión de Von Mises.** La tensión mínima existente fue de  $0 \frac{N}{m^2}$ , mientras la tensión máxima fue de  $4295,12 \frac{N}{m^2}$ . Los resultados se observan en la figura 48.

Como la tensión máxima existente es menor que el límite elástico del acero estructural no existe deformación permanente.

$$4295,12 \frac{N}{m^2} < 250000000 \frac{N}{m^2}$$

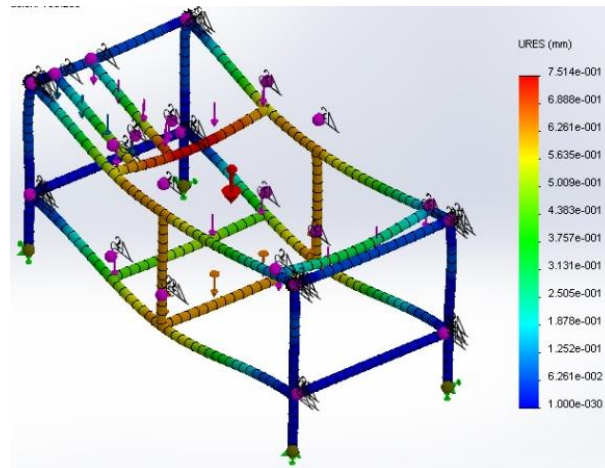
Figura 47. Tensión de Von Mises estructura



Fuente: Autores

**3.17.3.2 Desplazamiento resultante.** El mínimo desplazamiento nodal existente fue de 0mm, mientras que el máximo desplazamiento nodal fue de 0.751377 mm. Los resultados se observan en la figura 48.

Figura 48. Desplazamiento estático resultante - análisis estático: estructura

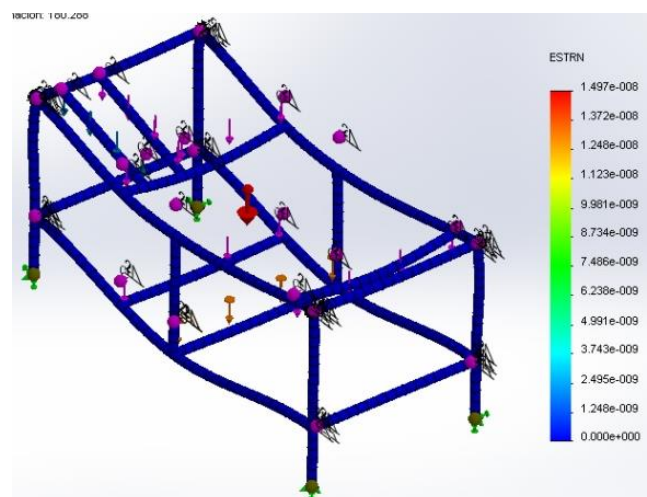


Fuente: Autores

#### *Deformación unitaria equivalente*

La mínima deformación unitaria equivalente es 0, mientras que la máxima deformación es 0,0000000149. Los resultados se observan en la figura 49.

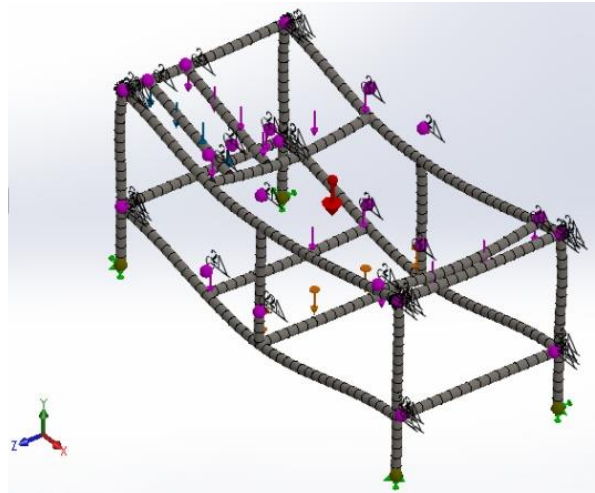
Figura 49. Deformación unitaria equivalente - análisis estático: estructura



Fuente: Autores

Por último el programa presenta una vista deformada de la estructura, la cual se observa en la figura 50.

Figura 50. Vista deformada de la estructura - análisis estático: estructura



Fuente: Autores

**3.17.3.3 Cálculo de la flecha admisible.** Para corroborar los datos obtenidos por medio del software se procede a calcular la flecha admisible  $[y]$  la cual se define como la flecha máxima a la que puede encontrarse la viga. P. A. Stiopin menciona en su libro Resistencia de Materiales- 3ra ed. una fórmula para el cálculo de la flecha admisible para el caso de construcción de maquinaria.

Así la flecha admisible se define como:

$$[y] = \left( \frac{1}{1000} \div \frac{1}{300} \right) l \quad (78)$$

Donde:

$y$  = Flecha admisible, en mm.

$l$  = Luz de la viga, en mm.

La flecha admisible varía en un diapasón bastante amplio según se al destino de la pieza, en nuestro caso se selecciona un valor promedio, transformando la ecuación anterior en la siguiente:

$$[y] = \left( \frac{1}{600} \right) l \quad (73)$$

Para el caso de diseño el valor máximo de desplazamiento es de 0,751377 mm, ubicado en el miembro estructural pintado en color rojo en la figura 29, cuya luz es de 60 cm

Aplicando la ecuación se obtiene una flecha máxima admisible en ese miembro estructural de:

$$[y] = \left(\frac{1}{600}\right) 600mm$$

$$[y] = 1mm$$

Como la flecha admisible es mayor a la flecha registrada en el análisis estático, el diseño realizado es satisfactorio.

### **3.18 Selección de los elementos para el sistema de control automático**

**3.18.1 Introducción.** Se considera al sistema de control automático como un conjunto de componentes físicos conectados entre sí, de tal forma que regulen o dirijan su actuación por sí mismos, sin necesidad de que agentes exteriores incluyendo el factor humano intervengan.

Actualmente toda planta industrial presenta una parte actuadora, que es el sistema físico que realiza la acción, y otra parte de control, que se encarga de generar órdenes necesarias para que esa acción se lleve o no a cabo. De igual forma se hace necesario implementar un sistema de control automático para facilitar el funcionamiento del generador de hielo.

**3.18.2 Elementos del sistema de control automático.** Todo sistema de control automático debe tener los siguientes elementos:

Sensor.- Se encarga de detectar las variaciones de la señal de salida y, a través del bucle de realimentación, envía la información detectada a un comparador.

Comparador.- Se encarga de comparar la señal de salida, captada por el sensor, con la señal de entrada. Si existe diferencia entre ambas, este produce una señal de error, y la envía al controlador.

Controlador.- Interpreta el error que se ha producido y actúa para anularlo.

Actuador.- Actúa sobre la máquina o proceso modificando su funcionamiento, según las órdenes del controlador

Luego de conocer los elementos que intervienen en el sistema de control se puede seleccionar los elementos necesarios para cumplir con el trabajo de generar hielo tubular a un espesor indicado.

**3.18.3 Controlador digital de temperatura.** Para el control de temperatura y de espesor de hielo en función de la temperatura se seleccionó el dispositivo TC-900Ri power.

El TC-900Ri power es un controlador digital de temperatura para congelados cuyo objetivo es automatizar los procesos de deshielo de acuerdo con las necesidades de cada instalación, proporcionando gran economía de energía.

Figura 51. TC-900Ri power - Controlador digital para refrigeración y deshielo



Fuente: <http://www.fullgauge.com/es/PDF/TC-900RiPower.pdf>

Este dispositivo opera con dos sensores, uno para sensar la temperatura ambiente y otro que, fijado en el evaporador, controla el final del deshielo, o también en este caso será el encargado de controlar el final del proceso cuando ya se obtenga el espesor de hielo deseado.

Tabla 19. Características del controlador de temperatura

Alimentación:	TC-900Ri power: 115 ó 230Vac $\pm 10\%$ ( 50/60 Hz)
Temperatura de control:	-50 hasta 75 °C / -58 hasta 167°F
Temperatura de operación:	0 hasta 40 °C / 32 hasta 104°F
Humedad de operación:	10 hasta 90%HR (sin condensación)
Resolución:	0,1°C entre -10 y 75,0 °C y 1°C entre -50 y -10°C 1°F en todo el rango
Corriente máxima:	COMP: (compresor, válvula solenoide o contactor)
DEFR:	10A/ 240Vac 1/4HP (deshielo-resistencia o gas caliente)
FANS:	5(3) A / 240Vac 1/8HP (forzadores del evaporador)
Dimensiones:	71 x 28 x 71mm
Sensor: S1:	Sensor de ambiente (negro)
Sensor: S2:	Sensor preso al evaporador a través de abrazadera metálica (gris)

Fuente: <http://www.fullgauge.com/es/PDF/TC-900RiPower.pdf>

Se tienen las principales especificaciones técnicas se muestran en la tabla 19:

**3.18.4 Controlador lógico programable PLC.** Un PLC es un dispositivo electrónico programable creado para ser utilizado en un entorno hostil, el cual, utiliza una memoria programable para el almacenamiento interno de instrucciones para dar soluciones específicas con el fin de controlar mediante entradas y salidas digitales y analógicas diversos tipos de maquinaria o procesos.

**3.18.4.1 Criterios para la selección del PLC.** Para la selección de un PLC existen varios criterios que se deben tomar en cuenta, a continuación se citan los más importantes:

- Capacidad de adaptación con los instrumentos, sensores y actuadores existentes.
- Determinación de la naturaleza de las entradas y salidas, las cuales pueden ser analógicas o digitales.
- Determinación del número de entradas y salidas.
- Capacidad de memoria del procesador.
- Capacidad de comunicación con otros dispositivos.
- Tensiones de alimentación disponibles.
- Capacidad de ampliación del mismo.
- Fiabilidad del producto.
- Costo.

De acuerdo a los criterios expuestos se debe seleccionar un PLC que tenga entradas y salidas digitales, con una capacidad de memoria moderada, ya que el proceso no es complejo, que tenga capacidad de comunicación con otros dispositivos, trabaje a 110/240V, 60 Hz, que tenga la capacidad de conectar una ampliación por si se requiere y que sea de bajo costo.

**3.18.4.2 Determinación del número de entradas y salidas.** Las entradas y salidas con las que se trabajará en este proceso son digitales, a continuación se realiza una lista de las mismas.

Se tiene 8 entradas y 3 salidas, pero como el PLC también será utilizado en otro momento para un proceso de generación de hielo similar al que se está realizando, se cree conveniente adquirir un PLC con el doble de entradas y salidas digitales.

Tabla 20. Entradas digitales

ID	ELEMENTOS
I1	Botonera NO unidad condensadora
I2	Botonera NC unidad condensadora
I3	Botonera NO Bomba de aire
I4	Botonera NC Bomba de aire
I5	Selector PROCESO 1
I6	Selector PROCESO 2
I7	Señal presóstat de alta
I8	Señal presóstat de baja

Fuente: Autores

Tabla 21. Salidas digitales

ID	ELEMENTOS
Q1	Bobina del contactor
Q2	Bobina del relé
Q3	Emergencia

Fuente: Autores

**3.18.4.3 Selección del PLC.** Se selecciona un PLC Schneider Electric marca Zelio con código SR3B261FU a continuación se presentan las especificaciones técnicas:

Figura 52. PLC Zelio Schneider Tipo: SR3B261FU



Fuente: <http://www.conrad.com/ce/en/product/198976/Schneider-Electric-SR3B261FU-Zelio-Extendable-Modular-PLC>



Tabla 22. Características PIC Zelio Schneider Tipo: SR3B261FU

Tensión de servicio	100 - 240Vac
Tipo	SR3B261FU
Dimensiones	(W xHxD) 124.6x90x59.5mm
Temperatura ambiente	-20Hasta 55 °C
Pantalla	sí
Reloj	sí
Supresión de interferencias	De acuerdo con la Comunidad Económica Europea89/336EN 61131-2(Zona B) EN 61000-6-2, -3, -4
Entradas analógicas	0
Certificación	CE, UL, CSA, GL, C-Tick
Expandible	sí
Salidas analógicas	0
Garantía	10 años
Entradas digitales	16
Máx. corriente continua	250V/AC/8A
Salidas digitales	10relés
Tipo de protección	IP20
Montaje	FerrovionarioPerfil35mm

Fuente: <http://www.conrad.com/ce/en/product/198976/Schneider-Electric-SR3B261FU-Zelio-Extendable-Modular-PLC>

### 3.19 Selección de los elementos para el sistema de adquisición de datos

En el proceso de fabricación de hielo los parámetros a ser medidos son la temperatura de entrada y salida de refrigerante, la temperatura del agua en el tanque y el espesor de hielo formado en función del tiempo para lo cual utilizaremos los siguientes sensores y elementos electrónicos

**3.19.1 Selección de la tarjeta de adquisición de datos.** El laboratorio de energía de la Facultad de Mecánica cuenta con una tarjeta de adquisición de datos NI 6009 la cual será utilizada para registro de datos de temperatura en función del tiempo.

*Características de la tarjeta:*

- 8 entradas analógicas (14 bits, 48 kS/s).
- 2 salidas analógicas (12 bits a 150 S/s), 12 E/S digitales; contador de 32 bits.
- Energizado por bus para una mayor movilidad, conectividad de señal integrada.
- La versión OEM está disponible.
- Compatible con LabVIEW, LabWindows/CVI y Measurement Studio para Visual Studio .NET.
- Software controlador NI-DAQmx y software interactivo NI LabVIEW Signal Express LE para registro de datos.

Figura 53. Tarjeta de adquisición de datos NI 6009



Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/201987>

**3.19.2 Selección del sensor de temperatura.** Existen varios tipos de sensores eléctricos y electrónicos los cuales se muestran en la tabla 23.

Tabla 23. Rangos de temperatura de sensores eléctricos

Sistema	Rangos de temperatura en °C
Termocuplas	-200 a 2800
Sistemas de dilatación (capilares o bimetálicos )	-195 a 760
Termo resistencias	-250 a 850
Termistores	-195 a 450
Pirómetros de radiación	-40 a 4000

Fuente: [www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=sensores+electronicos+lm35](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=sensores+electronicos+lm35)

Debido a que la temperatura de trabajo del generador de hielo está en el rango de -40 a 25°C, se selecciona sensores termo resistentes los cuales poseen un rango de mediación de -250 a 850 °C, además este tipo de sensores no necesitan de instalación compleja y son compatibles con la tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009.

Dentro de la gama de sensores termo resistentes se seleccionaron sensores LM-35 cuya características se muestran en la tabla 24.

Tabla 24. Características de los sensores termo resistentes LM 35

Sensor	Características
LM 35	<p>Calibrado directamente en grados Celsius (Centígrados)</p> <p>Factor de escala lineal de +10 mV / °C</p> <p>0,5°C de precisión a +25 °C</p> <p>Rango de trabajo: -55 °C a +150 °C</p> <p>Apropiado para aplicaciones remotas</p> <p>Bajo costo</p> <p>Funciona con alimentaciones entre 4V y 30V</p> <p>Menos de 60 µA de consumo</p> <p>Bajo auto-calentamiento (0,08 °C en aire estático)</p> <p>Baja impedancia de salida, 0,1W para cargas de 1mA</p>

Fuente: [www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=sensores+electronicos+lm35](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=sensores+electronicos+lm35)

**3.19.3 Selección sensor para medir espesor de hielo.** Existen diferentes tipos de sensores para medir el espesor de hielo los cuales solo nos sirven como un final de proceso y nuestro requerimiento es medir la velocidad de formación de hielo.

Figura 54. Cámara USB Genius, Tipo: iSlim 321R



Fuente: <http://www.geniusnet.com/wSite/ct?xItem=19466&ctNode=1303>

Para realizar el estudio de la velocidad de formación de hielo se selecciona una cámara USB, la cual nos da una imagen del tubo y de la capa de hielo que se forma alrededor del mismo. Mediante el programa LabView esta imagen se escala y detecta la posición de la capa de hielo respecto a un eje de coordenadas. Esta posición nos da el espesor de hielo requerido. La información se registra en una tabla cada cierto tiempo.

#### Requerimientos de la cámara

- Debe tener un puerto USB 2.0.
- Compatible con LabView.
- Resolución VGA o mayor.
- Fácil de ajustar.

Se selecciona una cámara USB Genius, Tipo: iSlim 321R

Tabla 25. Características de la cámara USB Genius, Tipo: iSlim 321R

Tipo	Web cam VGA de alta calidad
Resolución Video	Captura de vídeo 640 x 480 con una velocidad de imagen de hasta 30 cuadros por segundo (fps).
Compatibilidad	UVC (USB Video Class); no requiere instalación de controlador
Transmisión	USB 2.0 de alta velocidad

Fuente: <http://www.geniusnet.com/wSite/ct?xltem=19466&ctNode=1303>

## CAPÍTULO IV








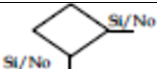
### 4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE




#### 4.1 Generalidades

Al finalizar la etapa de diseño y selección de equipos, éste capítulo inicia describiendo detalladamente el proceso de construcción de las partes integrantes del conjunto y consecutivamente se indica los pasos para el acoplamiento e instalación de equipos y accesorios. Incluye además la descripción del tablero de control eléctrico y los pasos para la puesta en marcha del equipo.

Para cada actividad de transporte, almacenamiento, operación y pruebas del equipo instalado, se tomará en cuenta el cumplimiento de la normativa ASME vigente, de manera que, los procesos estén dentro de los parámetros técnicos, garantizando eficiencia y resultados óptimos.

Tabla 26. Código ASME

Símbolo	Significado	Para que se utiliza
	Origen	Este símbolo sirve para identificar el paso previo que da origen al proceso, este paso no forma en sí parte del nuevo proceso.
	Operación	Hay una operación cada vez que un documento es cambiado intencionalmente en cualquiera de sus características.
	Inspección	Indica cada vez que un documento o paso del proceso se verifica, en términos de: la calidad, cantidad o características. Es un paso de control dentro del proceso. Se coloca cada vez que un documento es examinado.
	Transporte	Indica cada vez que un documento o equipo se mueve o traslada a otra oficina y/o funcionario.
	Demora	Indica cuando un documento o el proceso se encuentra detenido, ya que se requiere la ejecución de otra operación o el tiempo de respuesta es lento.
	Almacenamiento	Indica el depósito permanente de un documento o equipo. También se puede utilizar para guardar o proteger, de un traslado no autorizado.
	Almacenamiento Temporal	Indica el depósito temporal de un documento o equipo, mientras se da inicio el siguiente paso.
	Decisión	Indica un punto dentro del flujo en que son posibles varios caminos alternativos.

	Líneas de flujo	Conecta los símbolos señalando el orden en que se deben realizar las distintas operaciones.
	Actividades Combinadas Operación y Origen	Las actividades combinadas se dan cuando se simplifican dos actividades en un solo paso. En este caso, esta actividad indica que se inicia el proceso a través de actividad que implica una operación.
	Actividades Combinadas Inspección y Operación	Este caso, indica que el fin principal es efectuar una operación, durante la cual puede efectuarse alguna inspección.

Fuente: <http://www.asme.org/>

## 4.2 Diagrama de proceso general

A continuación se muestra la secuencia general del proceso de construcción e instalación:



Elaboración de planos para la construcción.



Adquisición e inspección de materiales.



Construcción del tanque.



Revisión de acabados del tanque.



Construcción de la estructura.



Revisión de acabados de la estructura.



Almacenamiento previo del tanque y la estructura.



Construcción del evaporador.



Revisión de acabados del evaporador.



Inspección del lugar de instalación.



Acoplamiento de los equipos a la estructura.



Instalación de la línea de vapor y de líquido.



Control de fugas.



Diseño y armado del tablero de control eléctrico.



Transporte del tablero de control al sitio de instalación.



Instalación del tablero de control.



Puesta en marcha y control de funcionamiento.

#### **4.3 Actividades previas a la fase de construcción**

- *Elaboración de planos para construcción.* Después de realizar el diseño, se selecciona los materiales, accesorios e instrumentos, se elaboran los planos de construcción, que no es otra cosa que, un conjunto de figuras a escala en los cuales se detallan todas las medidas necesarias para la construcción de cada una de las piezas del equipo, así como su posición en el ensamble general. Los planos están adjuntos al final de este documento.
- *Requerimiento de materiales y equipos.* Con la ayuda de los planos es posible estimar la cantidad de material e insumos a utilizaren la construcción de las partes del generador.
- *Recepción del material.* El material adquirido es inspeccionado para descartar fallas, y es almacenado en la bodega del lugar destinado a la construcción.

#### **4.5 Ensamble del equipo**

- 4.5.1** *Ensamble unidad condensadora – estructura.* La unidad condensadora se acopla a la estructura con cuatro pernos M8x30

Figura 55. Ensamble unidad condensadora - estructura



Fuente: Autores

**4.5.2** *Ensamble tanque- estructura.* El tanque se acopla a la estructura con cuatro tornillos M6x30

Figura 56. Ensamble tanque estructura



Fuente: Autores



#### 4.4 Descripción de procesos y métodos por elemento de máquina fabricado

**4.4.1 Tanque de almacenamiento.** El tanque de almacenamiento fue fabricado en su totalidad con lámina de acero inoxidable A430, mediante operaciones de corte, doblado y soldado. Sus medidas generales y despiece se indica en el plano EIM-001-TES01-2013.

Figura 57. Tanque de almacenamiento



Fuente: Autores

Procedimiento:



Cortar piezas de lámina de acero inoxidable considerando las dimensiones y forma que indica el plano EIM-001-TES01-2013.



Verificar que las medidas de las piezas estén dentro de un rango de aceptabilidad.











Doblar cada pieza según lo indicado en los planos.



Unir las piezas del cuerpo interior mediante soldadura de arco eléctrico.



Inspeccionar que los puntos de soldadura unan correctamente las piezas.

-  Pulir uniones soldadas.
-  Acoplar el cuerpo interior, con las piezas del cuerpo exterior.
-  Pulir uniones soldadas.
-  Unir el conjunto mediante soldadura de arco eléctrico. Dejar dos piezas libres en la parte inferior del tanque para introducir el aislante.
-  Introducir aproximadamente 2 in de espuma de poliuretano en cada pared.
-  Soldar las piezas restantes.
-  Acoplar la tapa del tanque.
-  Limpieza del conjunto.

Indicadores:

- *Equipo y herramientas utilizadas:* Flexómetro, rayador, tijeras para metal, máquina dobladora, soldadora de arco eléctrico, amoladora, taladro y remachadora.
- *Material utilizado:* Lámina 2440x1220x01mm de acero inoxidable A430, 8 electrodos para acero inoxidable E-309, espuma de poliuretano.
- *Consumos adicionales:* Disco para pulir y Lija #230, broca de 1/8 in para acero inoxidable.

**4.4.2 Estructura.** La estructura soporte fue fabricada en su totalidad con Tubo cuadrado de 1 in y 1,5 mm de espesor, mediante operaciones de corte, y soldado. Sus medidas generales se indican en el plano. EIM-001-EST01-2013.

Figura 58. Estructura



Fuente: Autores

Procedimiento:



Cortar el tubo cuadrado según medidas que indica el plano. EIM-001-EST01-2013.



Verificar la precisión de los cortes.



Soldar los marcos principales.



Comprobar alineamiento y ángulos a escuadra de cada uno de los elementos que conforman los marcos principales de la estructura.



Soldar los marcos secundarios.



Pulir superficies y lijar.



Pintar.



Dejar secar.



Control de acabados.



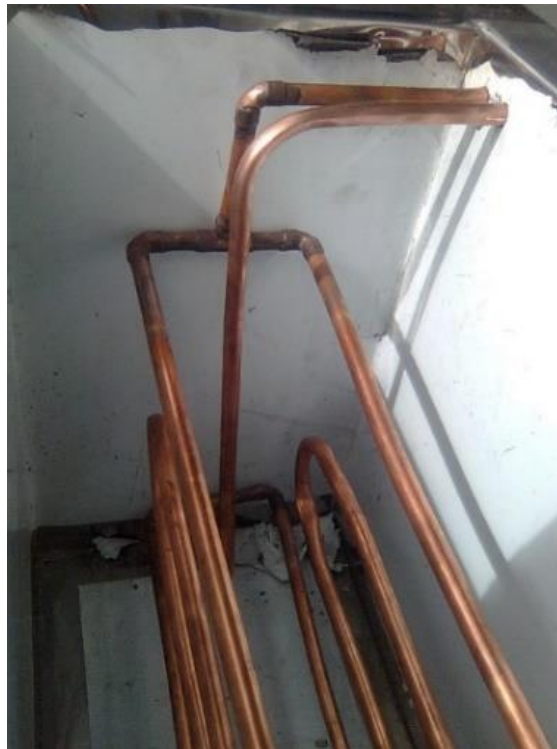
Limpieza del conjunto.

Indicadores:

- *Equipo y herramientas utilizadas:* Flexómetro, rayador, Cortadora eléctrica de disco, soldadora de arco eléctrico, amoladora, compresor, pistola para pintar.
- *Material utilizado:* Tubo cuadrado de 1 in y 1,5 mm de espesor, pintura sintética y diluyente.
- *Consumos adicionales:* Electrodo E-6011, disco de corte, esmeril, lijas.

**4.4.3 Evaporador.** El evaporador fue fabricado en su totalidad con cañería de cobre tipo L de diámetro nominal  $\frac{1}{2}$  in, y los soportes de láminas de acero inoxidable AISI 430, mediante operaciones de corte, doblado y soldado. Sus medidas generales se indican en el plano. EIM-001-TES01-2013.

Figura 59. Evaporador



Fuente: Autores

Procedimiento:

- ☐ Cortar la cañería según medidas que indica el plano. EIM-001-TES01-2013.
- ☐ Verificar la precisión de los cortes.
- ☐ Doblar los serpentines.
- ☐ Soldar los serpentines a las uniones mediante soldadura oxiacetilénica.
- ☐ Cortar piezas de lámina de acero inoxidable para los soportes
- ☐ Unir las piezas mediante soldadura de arco eléctrico.
- ☐ Unir el serpentín a los soportes.
- ☐ Control de acabados.
- ☐ Limpieza del conjunto.

Indicadores:

- *Equipo y herramientas utilizadas:* Flexómetro, rayador, cortadora eléctrica de disco, soldadora de arco eléctrico, amoladora.
- *Material utilizado:* Cañería de cobre tipo L de diámetro nominal ½ in, soldadura oxiacetilénica.
- *Consumos adicionales:* Electrodo E-6011, disco de corte, esmeril, lijas.

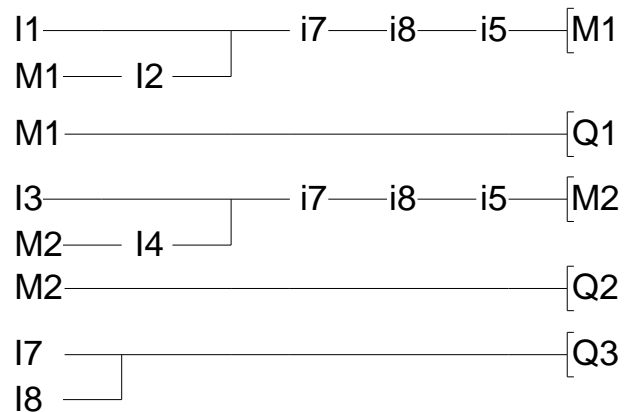
#### **4.6 Diseño y ensamble del tablero de control**

Este tablero de control de 400x300x150mm contiene en su interior los elementos y conexiones necesarias para el control del equipo, ha sido diseñado específicamente para albergar de manera segura dispositivos eléctricos y electrónicos.

Se encuentra ubicado en la parte frontal de la estructura en el lado izquierdo, a una altura apropiada para facilitar las operaciones del equipo por parte del estudiante.



Figura 61. Esquema de programación del PLC

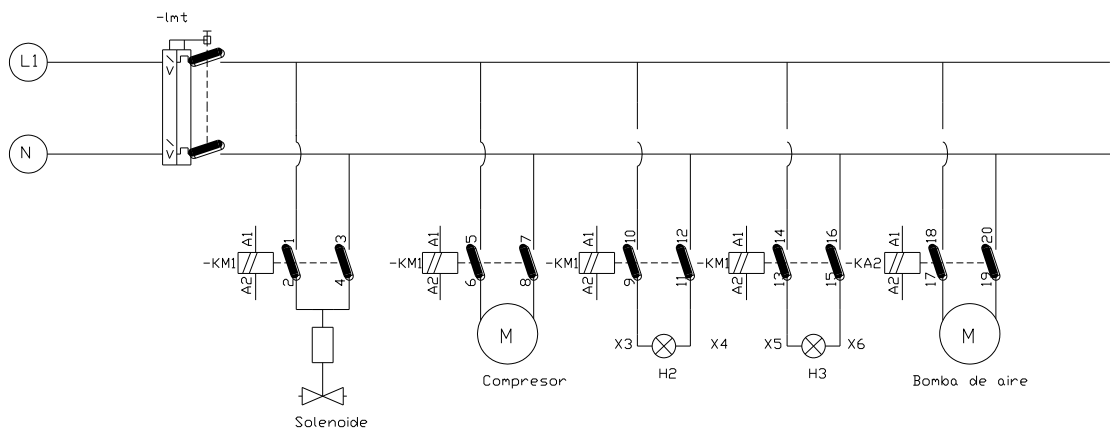


Fuente: Autores

#### 4.9 Diagrama de circuito de potencia

En la siguiente figura se presenta el diagrama del circuito de potencia basado en la norma IEC 1082-1 de estandarización de esquemas:

Figura 62. Diagrama de circuito de potencia

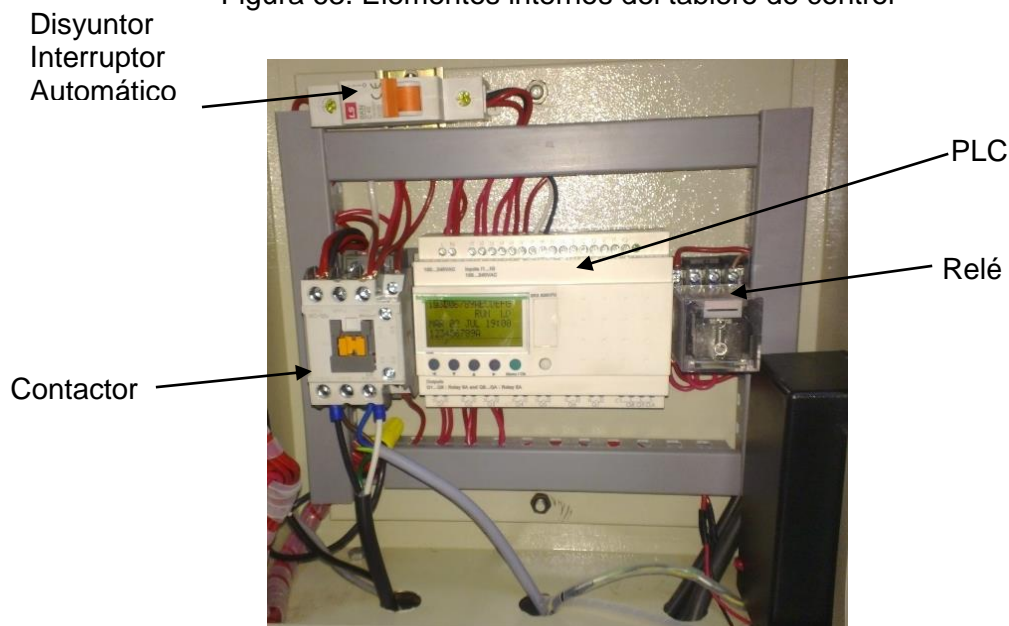


Fuente: Autores

#### 4.10 Descripción interna del tablero de control

Los elementos eléctricos utilizados en el interior tablero de control se describen a continuación:

Figura 63. Elementos internos del tablero de control



Fuente: Autores

**4.10.1 Disyuntor (interruptor automático).** El disyuntor de la serie de BKN se utiliza en sistema eléctrico como protección para la sobrecarga y el cortocircuito, se utiliza un disyuntor Tipo BKN C-40 con las siguientes características:

Tabla 27. Características del interruptor BKN C-40

Número de postes	1P, 2P, 3P, 4P	
Corriente clasificada (a)	2, 4, 6, 10, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63	50, 63
Voltaje clasificado (v)	6000	
Frecuencia clasificada	230/400	
Frecuencia clasificada	50/60Hz	
Resistencia	$\geq 4000$	
Temperatura de la circunstancia	$- 5^{\circ}\text{C} \sim +40^{\circ}\text{C}$	
Vida eléctrica	ningunas menos de 6000 operaciones	
Vida mecánica	(OC) ningunas menos de 20000 operaciones	
Grado de la protección	IP20	

Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-gs/bkn-miniature-circuit-breakers-c20-c25-c32-c40-c50-c63-1p-2p-3p-4p-630118774.html>



**4.10.2 Contactor.** Un contactor es un dispositivo con capacidad de cortar la corriente eléctrica de un receptor o instalación, con la posibilidad de ser accionado a distancia, que tiene dos posiciones de funcionamiento: una estable o de reposo, cuando no recibe acción alguna por parte del circuito de mando, y otra inestable, cuando actúa dicha acción, el contactor enciende el compresor y energiza la bobina de la válvula solenoide según el mando del circuito de control, se utiliza un contactor MC-18b-AC230V con las siguientes características:

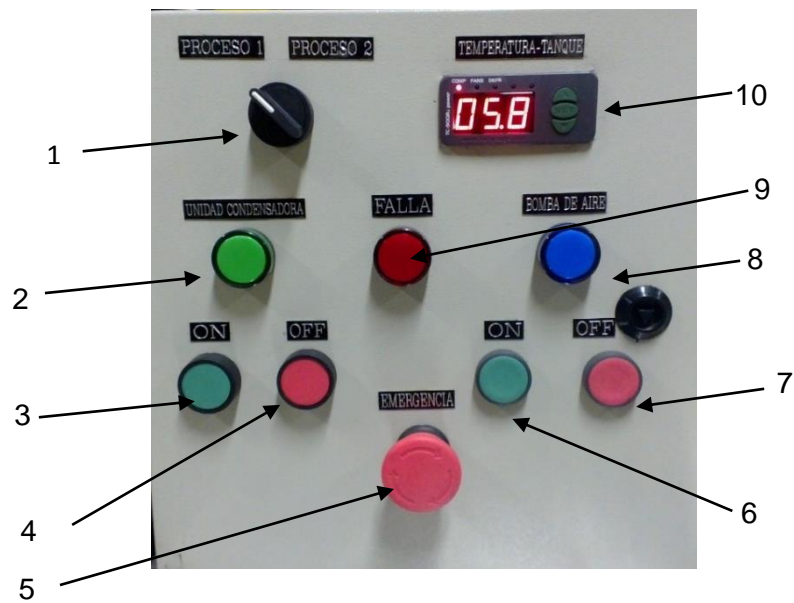
- @ 5HP 240V 10HP @ 460V Trifásico.
- 1HP 120V 3HP 230V monofásico.
- 18Amp 25 Amp Switching continuo puntuación.
- Bobina 230VAC.
- Uno normalmente abierto y uno normalmente cerrado.
- Montaje en carril DIN o montaje en superficie.
- Se utiliza con sobrecargas MT-32.

**4.10.3 Relé.** El relé o relevadores un dispositivo electromecánico. Funciona como un interruptor controlado por un circuito eléctrico en el que, por medio de una bobina y un electroimán, se acciona un juego de uno o varios contactos que permiten abrir o cerrar otros circuitos eléctricos independientes, el relé enciende o paga la bomba de aire según el mando del circuito de control, se utiliza un relé de 10 A marca Camsco.

#### **4.11 Descripción externa del tablero de control**

Los elementos eléctricos utilizados en el exterior tablero de control se describen a continuación:

Figura 64. Elementos externos del tablero de control



Fuente: Autores

Tabla 28. Descripción de los elementos externos del tablero de control

Referencia	Descripción
1	Selector de proceso
2	Luz de estado unidad condensadora
3	Pulsante de marcha de unidad condensadora
4	Pulsante de paro de unidad condensadora
5	Pulsante de emergencia
6	Pulsante de marcha de motor de aire
7	Pulsante de paro de motor de aire
8	Luz de estado de bomba de aire
9	Luz de estado de emergencia
10	Termostato

Fuente: Autores

## CAPÍTULO V

### 5. ANÁLISIS DE COSTOS

#### 5.1 Introducción

Se conoce al análisis de costos como un proceso de identificación de los recursos necesarios para llevar a cabo un proyecto, determinando la cantidad de recursos necesarios y los gastos previstos.

En la resolución de este proyecto se evaluarán los gastos realizados desde el diseño hasta la culminación de la construcción y montaje del generador de hielo.

A continuación se presentan tablas en las que se especifican los costos directos e indirectos del proyecto.

#### 5.2 Costos directos

Los costos que intervienen directamente en el proyecto son los dados por materiales, transporte y mano de obra del proyecto.

Tabla 29. Costo de mariales para sistema de congelación

Item	Descripción	Unidad	Cant.	V. Unitario	V. Total
1	Unidad condensadora 1/2 hp R404/115v baja temperatura CAJ2428ZBR (l'unique hermetique)	unidad	1	503,35	503,35
2	Válvula de expansión termostática 068Z3403 Danfoss, entrada 3/8 in, salida ½ in.	unidad	1	110,00	110,00
3	Filtro deshidratador A-TD -132 SAE EMERSON Conexión ¼ in.	unidad	1	12,00	12,00
4	Visor de líquidos Danfoss SGI-10 Conexión 3/8 in tipo rosca	unidad	1	30,00	30,00
5	Válvula solenoide Danfoss 032F8116 (1,5 TR) rosca ¼ in.	unidad	1	50,00	50,00
6	Bobina para válvula solenoide 115V Danfoss 018F6260	unidad	1	32,00	32,00

7	Juego de manómetros de alta y de baja presión + visor y mangueras para R404A	unidad	1	100,00	90,00
8	Presóstato-Dif alta y baja reset Danfoss 060-000766	unidad	1	90,00	90,00
9	Válvula de paso recto tuerca 1/4 in Quality QVP-14	unidad	2	10,00	20,00
10	Tuerca de bronce reforzada 1/4 in	unidad	4	0,60	2,40
11	Válvula de paso recto tuerca 3/8 in Danfoss BML	unidad	2	27,40	54,80
12	Tuerca de bronce reforzada 3/8 in	unidad	4	0,85	3,40
13	Cañería de cobre 1/4 in	m	2	3,80	7,60
14	Cañería de cobre 3/8 in	m	2	6,50	13,00
15	Cañería de cobre 1/2 in	m	6	7,50	45,00
16	T cobre 3/8 in - 1/4 in	unidad	2	3,74	7,48
17	T cobre 1/2 in	unidad	2	2,82	5,64
18	Codo 90° 3/8 in	unidad	1	2,76	2,76
19	Codo 90° 1/2 in	unidad	6	2,98	17,88
20	Refrigerante R404A	Kg	1,5	30,00	45,00
21	Rubutex	m	2	2,00	4,00
22	Poliuretano		1	120	120,00
<b>Total(+IVA)</b>					1266,31

Fuente: Autores

Tabla 30.Costo de mariales estructurales para tanque y estructura

Ítem	Descripción	Unidad	Cant.	V. Unitario	V. Total
1	Tubo cuadrado 1 in 1,5mm	6m	3	10,22	32,66
2	Plancha acero inox. 1mm	unidad	2	64,44	130,88
3	Lámina acrílica	unidad	1	40,00	40,00
4	Bisagra acero inox.	par	1	4,12	4,12
5	Tiradera H1120-96	unidad	1	0,90	0,90
6	Imán - empaque refrigeradora Ecasa - Perfiplas	m	3	2,00	6,00
<b>Total(+IVA)</b>					214,56

Fuente: Autores

Tabla 31. Costo de mariales para sistema de difusión de aire

Item	Descripción	Unidad	Cant.	V. Unitario	V. Total
1	Bomba de aire JAD 2 salidas	unidad	1	8,00	8,00
2	Difusor de aire TY-20"	unidad	2	15,00	30,00
3	Llave	unidad	2	1,00	2,00
4	Unión T	unidad	2	0,80	1,60
5	Ventosa para manguera	unidad	8	0,50	4,00
6	Manguera industrial	m	4	0,60	2,40
<b>Total(+IVA)</b>					48,00

Fuente: Autores

Tabla 32. Costo de mariales eléctricos y de control automático

Item	Descripción	Unidad	Cant.	V. Unitario	V. Total
1	PLC ZELIO 100/240VAC 16IN 10 OUT SR3B261FU	unidad	1	265,27	270,27
2	Controlador digital de temperatura	unidad	1	70,00	70,00
3	Contactor GMC 18 110/220V 4KW 20A	unidad	1	19,51	19,51
4	Gabinete metálico 30x30x15 doble fondo 307211	unidad	1	23,76	23,76
5	Pulsador CSC 22mm verde FPB-EA1 metálico	unidad	1	2,05	2,05
6	Pulsador CSC 22mm Rojo FPB-EA2	unidad	1	2,05	2,05
7	Pulsador CSC 22mm T/hongo C/R LMB-ES5	unidad	1	3,14	3,14
8	Selector Camsco 22mm y 3 Posiciones	unidad	1	3,2	3,20
9	Pulsador 22mm mono bloq verde Camsco	unidad	2	1,84	3,67
10	Pulsador 22mm mono bloq rojo Camsco	unidad	1	1,84	1,84
11	Luz piloto 22mm azul 220V Camsco	unidad	1	2,14	2,14
12	Luz piloto 22mm roja 220V Camsco	unidad	1	1,69	1,69
13	Luz piloto 22mm verde 220V Camsco	unidad	1	1,88	1,88

14	Conductor CU flexible #18 rojo Cablec	m	30	0,19	5,71
15	Conductor CU concéntrico #3x12 Cablec	m	5	2,05	10,25
16	Conductor CU concéntrico #3x14 Cablec	m	1	1,61	1,61
17	Conductor CU concéntrico #3x18 Cablec	m	2	1,81	3,63
18	Relé encapsulado redondo 110/220 VAC 10A Camsco	unidad	1	4,94	4,94
19	Base Relé encap 8 pin redondo Camsco	unidad	1	1,52	1,52
20	Breaker para relé 1P 40A	unidad	1	5,52	5,52
21	Enchufe polarizado 110V plástico Cooper	unidad	1	2,05	2,05
22	Cinta espiral 6mm 1/4 Camsco	m	9	0,18	1,61
23	Canaleta ranurada 25x25mm gris	unidad	1	3,75	3,75
<b>Total(+IVA)</b>					445,80

Fuente: Autores

Tabla 33. Costo de materiales electrónicos para adquisición de datos

Item	Descripción	Unidad	Cant.	V. Unitario	V. Total
1	Elementos electrónicos para fuente negativa		1	17	17,00
2	Sensor de temperatura LM35	unidad	3	3	9,00
3	webcam - visión nocturna	unidad	1	18	18,00
4	Luces led	unidad	2	0,3	0,60
5	Cable de timbre	m	7	0,25	1,75
<b>Total(+IVA)</b>					46,35

Fuente: Autores

Tabla 34. Costo de materiales extras

Item	Descripción	Unidad	Cant.	V. Unitario	V. Total
1	Adhesivo instantáneo super bonder	unidad	2	2,00	4,00
2	Cemento de contacto	unidad	1	1,00	1,00
3	Cinta adhesiva para uniones	unidad	1	0,40	0,40
4	Electrodos 6011 3/32"	lb	2	1,00	2,00
5	Electrodos E308L-16 3/32	unidad	5	1,80	9,00
6	Electrodos plata		1	10	10,00
7	Perno + Tuerca 3/16 " 1/2"	unidad	6	0,25	1,50
8	Perno + Tuerca de presión M4 40mm	unidad	8	0,4	3,20
9	Remaches	...	1	2	2,00
10	Pintura negra- esmalte	unidad	1	5	5,00
11	Escala	unidad	1	1	1,00
12	Grabaciones en metal para equipo	...	1	13	13,00
<b>Total(+IVA)</b>					52,10

Fuente: Autores

El valor total de los costos por materiales se calcula en la tabla 35.

Tabla 35. Costo de mariales

Denominación	V. Total(+IVA)
Costos de mariales para sistema de congelación	1266,31
Costos de mariales estructurales para tanque y estructura	214,56
Costos de mariales para sistema de difusión de Aire	48,00
Costos de mariales eléctricos y de control automático	445,80
Costos de mariales electrónicos para adquisición de datos	46,35
Costos de mariales extras	52,10
<b>Total costo de materiales</b>	2073,12

Fuente: Autores

Tabla 36.Costo de envío y transporte

<b>Denominación</b>	<b>Descripción</b>	<b>V. total</b>
Envío unidad condensadora	ANGLOECUATORIANA Guayaquil - Riobamba	10,00
Envío válvulas de paso recto tuerca	ANGLOECUATORIANA QUITO - Riobamba	2,00
Envío PLC ZELIO SR3B261FU	Mercurio Automatización Quito - Riobamba	5,00
Transporte material estructural	Comercial Vera - Taller	4,00
Transporte equipo	Taller - ESPOCH	3,00
<b>Total costo de envío y transporte</b>		<b>24,00</b>

Fuente: Autores

Tabla 37.Costo de mano de obra

<b>Denominación</b>	<b>Descripción</b>	<b>V.total</b>
Técnico de refrigeración	Conexión del sistema de generación de hielo.	100,00
Técnico eléctrico	Conexiones eléctricas	50,00
Mecánico	Construcción del tanque y la estructura	200,00
<b>Total costo de mano de obra</b>		<b>350,00</b>

Fuente: Autores

Tabla 38.Costos directos

<b>Denominación</b>	<b>V. Total</b>
Costos de materiales	2073,12
Costos de envío y transporte	24,00
Costo de mano de obra	350,00
<b>Total costos directos</b>	<b>2447,12</b>

Fuente: Autores



### 5.3 Costos indirectos

Se consideran como costos indirectos los dados por: ingeniería del proyecto (del 10 al 15% del costo directo del proyecto), herramientas utilizadas (se estima el 5% del costo total de las herramientas utilizadas), imprevistos y utilidades.

Tabla 39. Costos indirectos

<b>Denominación</b>	<b>V. Total</b>
Costos por ingeniería	250,00
Costos por herramientas utilizadas	0
Costo por imprevistos	50,00
Utilidades	0
<b>Total costos Indirectos</b>	<b>300,00</b>

Fuente: Autores

Finalmente el costo total por el diseño y construcción del equipo se observa en la tabla 40.

Tabla 40. Costo total del equipo

<b>Denominación</b>	<b>V. Total</b>
Costos directos	2447,12
Costos indirectos	300,00
<b>Costo total del equipo</b>	<b>2747,12</b>

Fuente: Autores

El costo total del Equipo es de \$ 2747,12 (dos mil setecientos cuarenta y siete dólares americanos con 12/100).

## CAPÍTULO VI

### 6. FASE EXPERIMENTAL

En este capítulo se verificará la funcionalidad y eficiencia que tiene el equipo, por lo que se presentará el desarrollo y análisis de dos tipos de experiencias:

- Cálculo de la velocidad de formación de hielo con respecto al tiempo, con convección libre de agua.
- Cálculo de la velocidad de formación de hielo con respecto al tiempo, con convección forzada de agua.

Los resultados experimentales, serán comparados con los datos teóricos que se obtuvieron en el Capítulo III.

#### 6.1 Etapas de análisis

Para la generación de hielo tubular, antes de comenzar con el proceso de generación es necesario establecer las condiciones iniciales y analizar cada etapa del proceso que a continuación se menciona.

**6.1.1 Puesta en marcha del proceso.** Para encender el equipo y siguiendo el procedimiento de puesta en marcha antes mencionado, se selecciona el proceso a poner en marcha (proceso 1) y se pulsa ON para comenzar. Inicialmente el funcionamiento de la unidad condensadora y con esto iniciará la etapa de enfriamiento del agua.

Figura 65. Puesta en marcha del equipo



Fuente: Autores

**6.1.2** *Etapas de enfriamiento del agua.* Una vez encendido el equipo, se enciende el sistema de difusión de aire si se desea convección forzada, caso contrario no se realiza ninguna acción. El programa para adquisición de datos registrará los datos de temperatura del agua y del refrigerante cada cinco segundos, de todas formas es necesario realizar una inspección visual del comportamiento de los datos generados por los sensores de temperatura del tanque, entrada y salida del evaporador. También se recomienda cronometrar el tiempo desde el encendido del equipo hasta el inicio de formación de hielo, ese es el tiempo en el que solo ocurre el fenómeno de enfriamiento del agua.

**6.1.3** *Etapas de generación de hielo.* Una vez que la película de fluido más cercana a la tubería del serpentín se ha enfriado hasta el punto en que cambia de fase comienza la etapa de generación de hielo, desde este momento a más de enfriar el agua comienza a formarse una capa de hielo cada vez más grande hasta que se ha obtenido el espesor de hielo deseado.

El programa en labVIEW, seguirá registrando los datos de temperaturas y espesor de hielo, se recomienda cronometrar el tiempo de generación de hielo hasta el fin del proceso y realizar comparaciones entre la temperatura del tanque registrada en labVIEW con el valor de temperatura registrado por el controlador digital de temperatura ubicado en la caja de control.

Figura 66. Etapas de enfriamiento de agua y generación de hielo



Fuente: Autores

En ninguna de estas etapas es necesario tomar datos de valores de temperatura y espesor registrados, ya que una vez terminada la experiencia, el programa de adquisición de datos generará un informe en Excel, en el cual constará información de fecha, tiempo, temperaturas y espesor de hielo registrados durante toda la experiencia.

## **6.2 Etapa de estudio de datos adquiridos en el proceso**

Con los datos obtenidos en el informe se realizarán cálculos para hallar la velocidad de formación de hielo con respecto al tiempo y también se podrán generar gráficas comparativas sobre la velocidad de formación de hielo con respecto al tiempo y la variación de temperaturas (tanque, entrada y salida del evaporador) con respecto al tiempo.

De acuerdo a los resultados y las gráficas observadas se podrán emitir conclusiones y comentarios acerca de las experiencias realizadas.

## **6.3 Cálculo de la velocidad de generación de hielo con respecto al tiempo, con convección libre de agua**

Los instrumentos utilizados para la práctica son los siguientes:

- a) Tarjeta de adquisición de datos.
- b) Computadora con el programa de adquisición de datos.
- c) Cronómetro.

Figura 67. Instrumentos utilizados en la práctica de laboratorio



Fuente: Autores

*Datos iniciales:*

La experiencia se realizó bajo las siguientes condiciones:

Fecha de realización de la prueba: 2013-06-20

Hora de inicio de la prueba: 09h00

Tiempo: Despejado  
 Temperatura ambiente: 21°C  
 Temperatura del agua del tanque: 18°C

**6.3.1 Resultados emitidos en el informe generado.** En la tabla que se muestra a continuación se presenta una síntesis de datos utilizados para realizar los cálculos de la velocidad de formación de hielo y obtener las gráficas.

Tabla 41. Datos obtenidos- generación de hielo tubular con convección libre

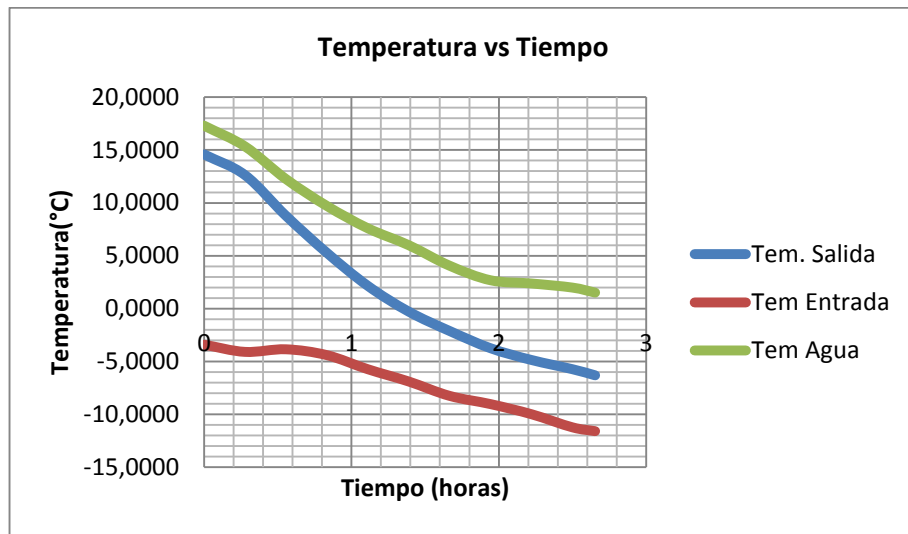
<b>Tiempo (h)</b>	<b>T. Salida (°C)</b>	<b>T. Entrada (°C)</b>	<b>T. Agua (°C)</b>	<b>Espesor de Hielo (mm)</b>	<b>Velocidad de Formación de hielo (mm/h)</b>
0	14,5908	-3,4155	17,3058	0,0000	0,000
0,2775	12,6331	-4,0971	15,3455	1,1249	4,054
0,555	8,7890	-3,8525	12,2636	3,1962	5,759
0,8325	5,2847	-4,4021	9,7187	4,6280	5,559
1,1108	2,1524	-5,7366	7,6009	8,2881	7,461
1,3883	-0,2860	-6,8992	6,0002	11,7650	8,474
1,6658	-2,1177	-8,2580	4,0560	13,5655	8,143
1,9442	-3,7533	-9,0380	2,6788	17,7694	9,140
2,2217	-4,8646	-9,9960	2,3752	20,5193	9,236
2,4992	-5,7332	-11,2354	1,9857	22,9601	9,187
2,6533	-6,3147	-11,5979	1,5125	25,3632	9,559

Fuente: Autores

**6.3.2 Gráficas comparativas.** Con los datos de la tabla 44 se generaron las siguientes figuras:

En la figura 68 se representa las curvas de temperatura del agua, temperatura de entrada de refrigerante y temperatura de salida del refrigerante en función del tiempo

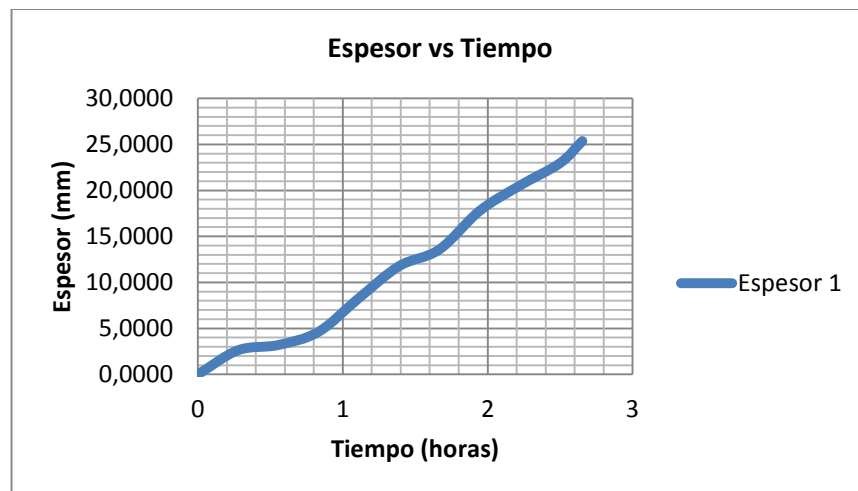
Figura 68. Curvas de temperatura Vs tiempo convección libre



Fuente: Autores

En la figura 69 se representa la curva de espesor de hielo generado en función del tiempo en la cual se puede observar que el espesor generado es lineal.

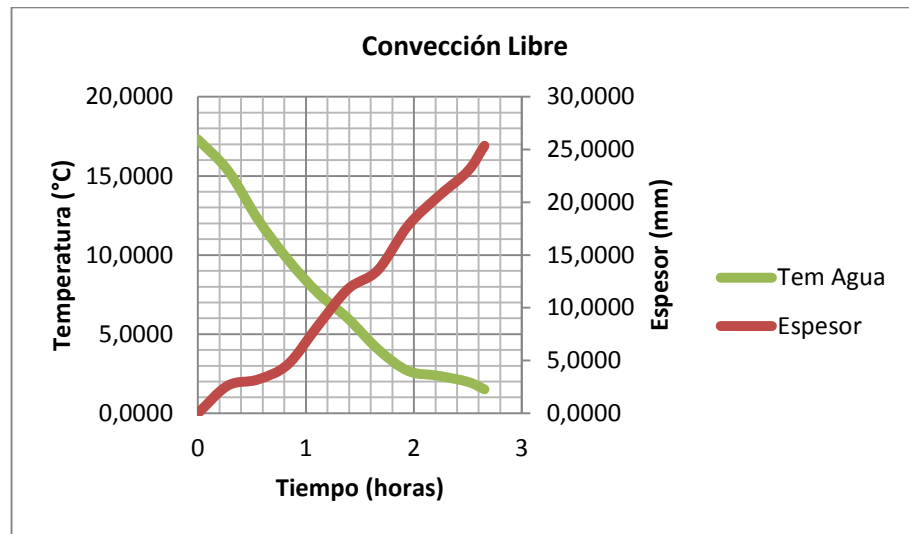
Figura 69. Curva de espesor Vs tiempo convección libre



Fuente: Autores

En la figura 70 se representa las curvas de espesor de hielo generado y temperatura de agua en función del tiempo.

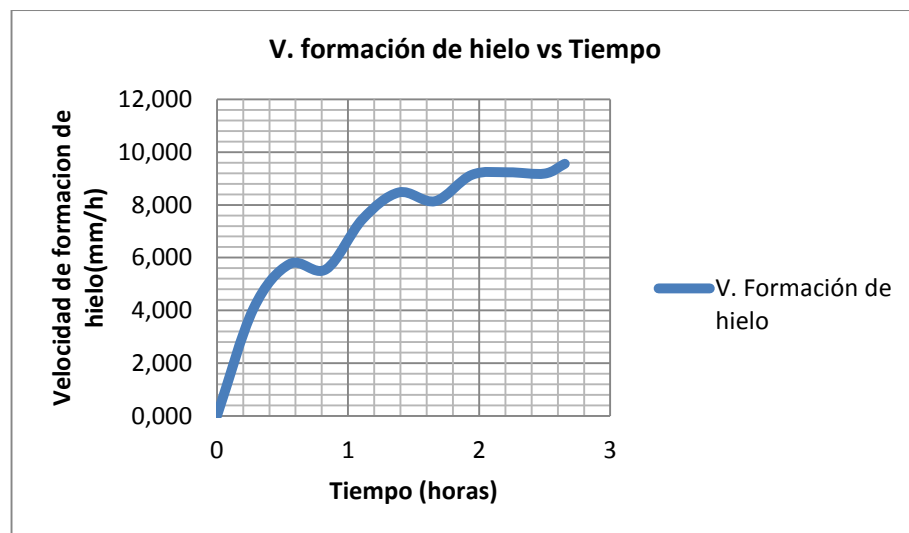
Figura 70. Curva de enfriamiento de agua del tanque y espesor de hielo convección libre



Fuente: Autores

En la figura 71 se representa la curva de la velocidad de formación de hielo en función del tiempo.

Figura 71. Velocidad de formación de hielo Vs tiempo convección libre



Fuente: Autores

**6.3.3** *Cálculo del calor experimental.* El calor necesario para enfriar el agua es:

$$q_{s\ natural} = \frac{m_{agua} c_{p\ agua} \Delta t}{t_{enfriar\ el\ agua}} \quad (61)$$

$$q_{s\ natural} = \frac{(103,7532\ kg) \left( 4195 \frac{J}{kg^{\circ}C} \right) (17,3058 - 1,5125)^{\circ}C}{10153,15453\ s} = 678,1758\ W$$

El calor necesario para generar el hielo es:

$$q_{latente} = m_{hielo} h_{sf}$$

Para calcular la masa de hielo se utiliza el espesor de hielo obtenido experimentalmente que es de 25,3632mm.

$$m_{hielo} = V_{hielo} * \rho_{hielo} = \left( \frac{\pi (D + 2 e)^2}{4} L \right) * \rho_{hielo}$$

$$m_{hielo} = \left( \frac{\pi (0,01587m + 2 * 0,0253632m)^2}{4} * 5,9111m \right) * 916,59 \frac{kg}{m^3}$$

$$= 17,80104158Kg$$

Entonces:

$$q_{latente} = \frac{17,8010Kg * 334713,6 \frac{J}{Kg}}{9552\ s} = 623,7699\ W$$

La capacidad real del equipo es:

$$q_t = q_{s\ natural} + q_{latente} = 678,1758\ W - 623,7699\ W = 1301,9457\ W$$

El coeficiente global de transferencia de calor experimental es:

$$U_o = \frac{q_{s\ natural}}{A\ F\ LMTD}$$

$$U_o = \frac{678,1758\ W}{(0,294710m^2)(11,276345\ ^{\circ}C)} = 204,0698 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

**6.3.4** *Análisis de resultados.* Los datos obtenidos experimentalmente se comparan con los valores teóricos en la tabla 42.



Tabla 42. Datos teórico experimentales - generación de hielo tubular con convección libre

Descripción	Datos Teóricos	Datos experimentales	% de Error
Tiempo de enfriamiento de agua (horas)	3,4131	2,8203	17,37
Tiempo total de formación de hielo (horas)	2,4954	2,6533	6,33
Masa de Hielo Generado (Kg)	17,8427	17,8010	0,23
Espesor de hielo formado (mm)	25,4000	25,3632	0,14
Calor para enfriar agua (W)	602,3527	678,1758	12,59
Calor para generar hielo (W)	610,8014	623,7700	2,12
Calor total (W)	1213,1541	1301,9458	7,32
Coeficiente global de Transf. de calor ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	181,2539	204,0698	11,18

Fuente: Autores

El porcentaje de error encontrado al comparar los datos teóricos con los datos experimentales de la tabla es aceptable.

#### 6.4 Cálculo de la velocidad de generación de hielo con convección libre de agua

*Datos iniciales:*

La experiencia se realizó bajo las siguientes condiciones:

Fecha de realización de la prueba: 2013-06-14

Hora de inicio de la prueba: 11h40

Tiempo: Despejado

Temperatura ambiente: 22°C

Temperatura del agua del tanque: 19°C

**6.4.1** *Resultados emitidos en el informe generado.* En la tabla 43 se presenta una síntesis de datos utilizados para realizar los cálculos de la velocidad de formación de hielo y obtener las gráficas.

Tabla 43. Datos obtenidos- generación de hielo tubular con convección forzada

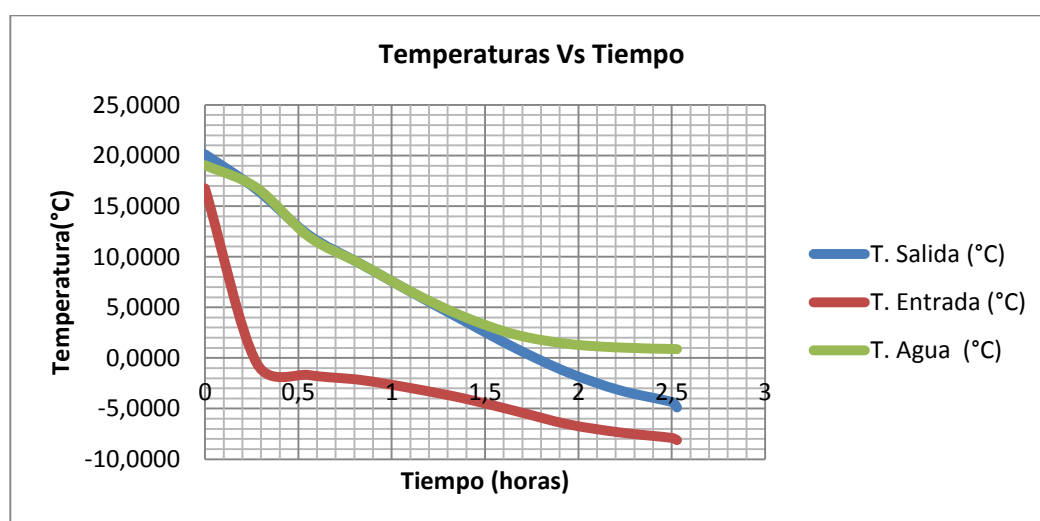
Tiempo (h)	T. Salida (°C)	T. Entrada (°C)	T. Agua (°C)	Espesor de Hielo (mm)	Velocidad de Formación de hielo (mm/h)
0,0000	20,1210	16,7564	19,0479	0,0000	0,0000
0,2775	16,6260	-0,5355	16,7953	0,4786	1,7247
0,5550	12,1522	-1,6825	11,9997	1,8193	3,2780
0,8325	9,3093	-2,1678	9,3164	4,0253	4,8351
1,1108	6,4507	-3,0032	6,4782	5,8081	5,2286
1,3883	3,6628	-4,0032	4,0673	7,5213	5,4175
1,6658	0,9409	-5,2533	2,2991	10,6161	6,3729
1,9442	-1,4308	-6,5467	1,3960	14,1291	7,2674
2,2217	-3,1915	-7,3517	1,0334	19,8850	8,9505
2,4992	-4,3471	-7,8917	0,8908	23,6573	9,4661
2,5283	-4,8880	-8,1171	0,8736	26,1016	10,3236

Fuente: Autores

**6.4.2 Gráficas comparativas.** Con los datos de la tabla 46 se generaron las siguientes figuras:

En la figura 72 se representa las curvas de temperatura del agua, temperatura de entrada de refrigerante y temperatura de salida del refrigerante en función del tiempo

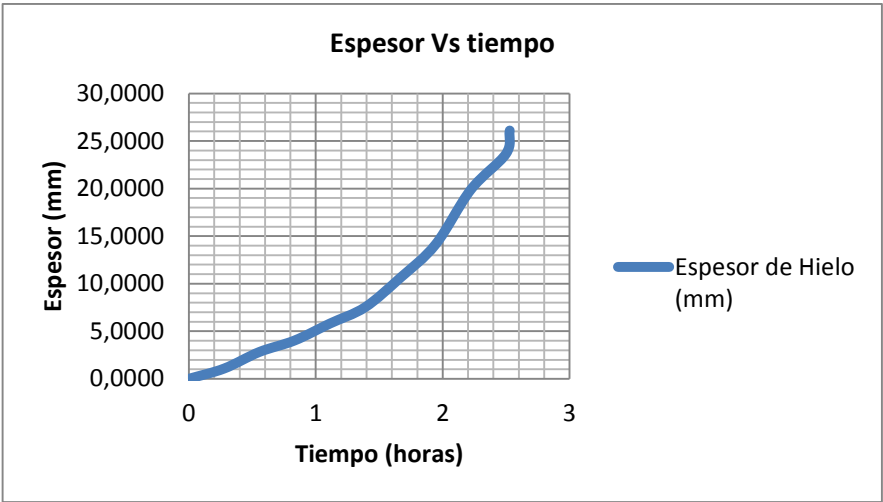
Figura 72. Curvas de temperatura Vs tiempo convección forzada



Fuente: Autores

En la figura 73 se representa la curva de espesor de hielo generado en función del tiempo en la cual se puede observar que el espesor generado es lineal.

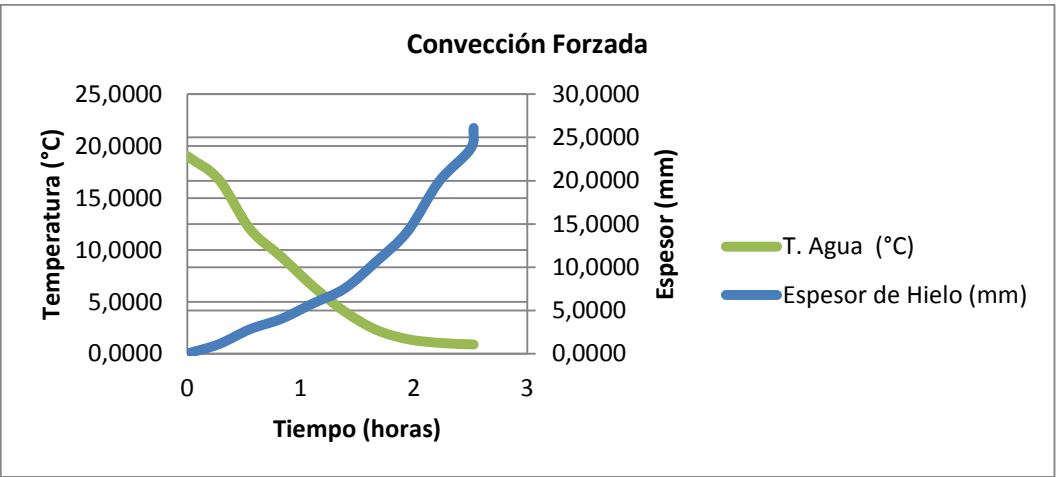
Figura 73. Curva de espesor Vs tiempo convección forzada



Fuente: Autores

En figura 74 se representa las curvas de espesor de hielo generado y temperatura de agua en función del tiempo.

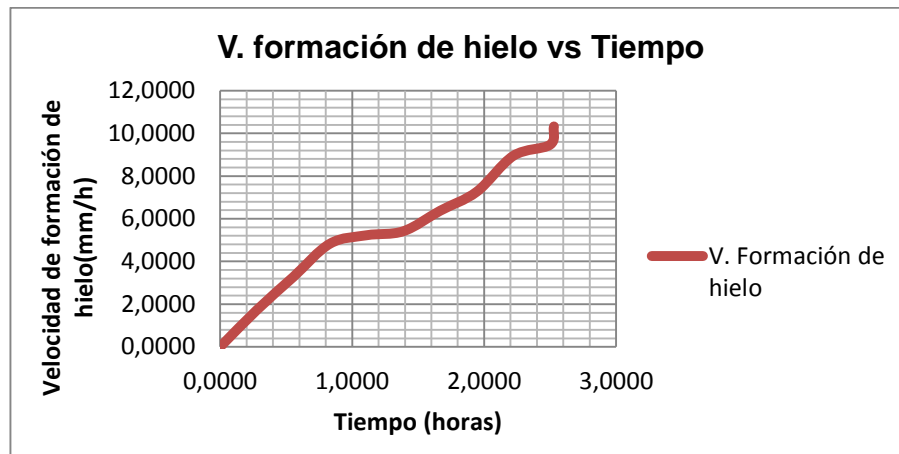
Figura 74. Curva de enfriamiento de agua del tanque y formación de hielo convección forzada



Fuente: Autores

En la figura 75 se representa la curva de la velocidad de formación de hielo en función del tiempo.

Figura 75. Velocidad de formación de hielo Vs tiempo convección forzada



Fuente: Autores

**6.4.3 Cálculo del calor experimental.** El calor necesario para enfriar el agua es:

$$q_{s \text{ forzada}} = \frac{m_{\text{agua}} c_{p \text{ agua}} \Delta t}{t_{\text{enfriar el agua}}} \quad (61)$$

$$q_{s \text{ forzada}} = \frac{(103,7532 \text{ kg}) (4195 \text{ J/kg}^\circ\text{C}) (14,23 - 0,8736)^\circ\text{C}}{6999 \text{ s}} = 1122,1698 \text{ W}$$

El calor necesario para generar el hielo es:

$$q_{\text{latente}} = m_{\text{hielo}} h_{sf}$$

Para calcular la masa de hielo que se ha formado en el tiempo en que se enfrió el agua se utiliza el espesor de hielo obtenido experimentalmente que es de 19,8850mm.

$$m_{\text{hielo}} = V_{\text{hielo}} * \rho_{\text{hielo}} = \left( \frac{\pi (D + 2e)^2}{4} L \right) * \rho_{\text{hielo}}$$

$$m_{\text{hielo}} = \left( \frac{\pi (0,01587\text{m} + 2 * 0,01413)^2}{4} * 5,9111\text{m} \right) * 916,59 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 7,2147 \text{ Kg}$$

Entonces:

$$q_{\text{latente}} = \frac{7,2147 \text{ Kg} * 334713,6 \frac{\text{J}}{\text{Kg}}}{6999 \text{ s}} = 345,0274 \text{ W}$$

La capacidad real del equipo es:

$$q_t = q_{s \text{ natural}} + q_{\text{latente}} = 1122,1698 \text{ W} - 345,0274 \text{ W} = 1467,1972 \text{ W}$$

El coeficiente global de transferencia de calor experimental es:

$$U_o = \frac{q_{s\ natural}}{A\ F\ LMTD}$$

$$U_o = \frac{1122,1698\ W}{(0,294710\text{m}^2)(11,276345\ ^\circ\text{C})} = 337,6720\ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

**6.4.4** *Análisis de resultados.* Los datos obtenidos experimentalmente se comparan con los valores teóricos en la tabla 44.

Tabla 44. Datos teórico experimentales - generación de hielo tubular con convección forzada

Descripción	Datos Teóricos	Datos experimentales	% de Error
Tiempo de enfriamiento de agua (s)	2,2565	1,9441	13,84
Tiempo total de formación de hielo (s)	3,0621	2,5283	17,43
Masa de Hielo Generado hasta T. enfriamiento(Kg)	7,3308	7,21466	1,59
Masa total de Hielo Generado (Kg)	17,8427	18,6472	4,51
Espesor de hielo formado hasta T. enfriamiento(mm)	14,2833	14,1291	1,08
Espesor de hielo formado hasta T. generación(mm)	25,4	26,1015	2,76
Calor para enfriar agua	911,0957	1122,1698	23,17
Calor para generar hielo	302,0583	345,0274	14,23
Calor total	1213,1541	1467,1972	20,94
Coeficiente global de transferencia de calor (U)	274,1577	337,6729	23,17

Fuente: Autores

El porcentaje de error encontrado al comparar los datos teóricos con los datos experimentales de la tabla es aceptable.

Después de analizar los datos de las dos experiencias y al concluir que en convección forzada el enfriamiento de agua es más rápido que en convección libre, no así en la generación de hielo, donde se vio que la formación de hielo fue más rápida en convección libre, es necesario realizar otra experiencia en donde:

El equipo trabajará en convección forzada (con la bomba de aire en funcionamiento) hasta enfriar el agua del tanque desde temperatura ambiente hasta 1°C y después el

equipo trabajará a convección libre (bomba de aire apagada) hasta conseguir hielo a una pulgada de espesor.

## 6.1 Cálculo de la velocidad de generación de hielo con convección libre y forzada de agua

*Datos iniciales:*

La experiencia se realizó bajo las siguientes condiciones:

Fecha de realización de la prueba: 2013-07-01

Hora de inicio de la prueba: 15h26

Tiempo: Soleado

Temperatura ambiente: 22°C

Temperatura del agua del tanque: 18,6°C

**6.5.1 Resultados emitidos en el informe generado.** En la tabla 45 se presenta una síntesis de datos utilizados para realizar los cálculos de la velocidad de formación de hielo y obtener las figuras.

Tabla 45. Datos obtenidos- generación de hielo tubular con convección libre y forzada de agua

Tiempo (h)	T. Salida (°C)	T. Entrada (°C)	T. Agua (°C)	Espesor de Hielo (mm)	Velocidad de Formación de hielo (mm/h)
0,0	17,7468	3,5773	18,6145	0,0000	0,0000
0,3	16,8705	-1,1763	16,4820	0,0000	0,0000
0,6	14,1523	-1,1837	13,4662	0,0000	0,0000
0,8	11,6173	-1,6171	10,6592	0,3296	0,3959
1,1	8,8609	-2,8595	7,9658	1,0584	0,9528
1,4	6,6022	-3,2225	5,4709	1,7463	1,2578
1,7	4,1694	-3,8777	3,1957	2,0000	1,2006
1,9	0,9634	-5,4416	1,8806	5,8806	3,0247
2,2	-1,9730	-6,6328	1,4503	10,4707	4,7130
2,5	-3,8458	-7,8914	1,3617	15,8805	6,3543
2,5	-4,6313	-8,5132	1,4028	22,2258	8,7907
3,0	-5,1913	-8,9905	1,4026	24,0758	8,0588

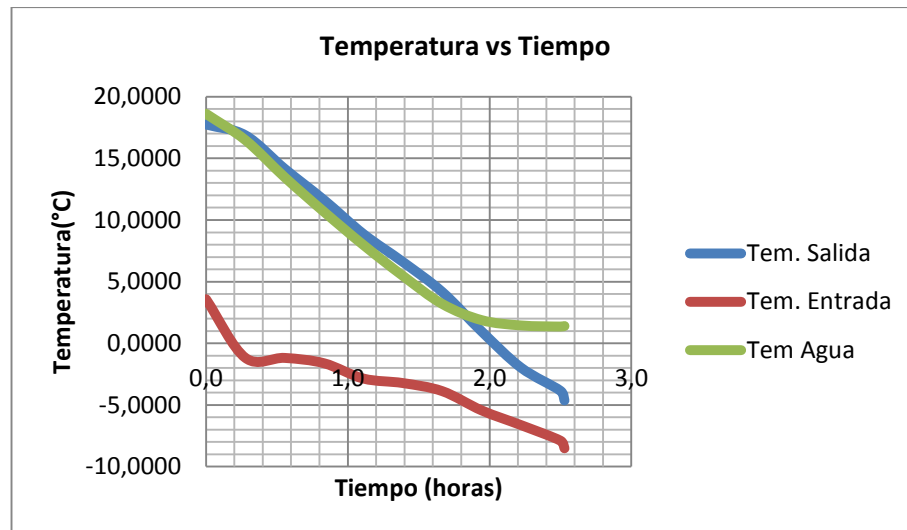
Fuente: Autores

### 6.5.2 Gráficas comparativas

Con los datos de la tabla 48 se generaron las siguientes figuras:

En la figura 76 se representa las curvas de temperatura del agua, temperatura de entrada de refrigerante y temperatura de salida del refrigerante en función del tiempo

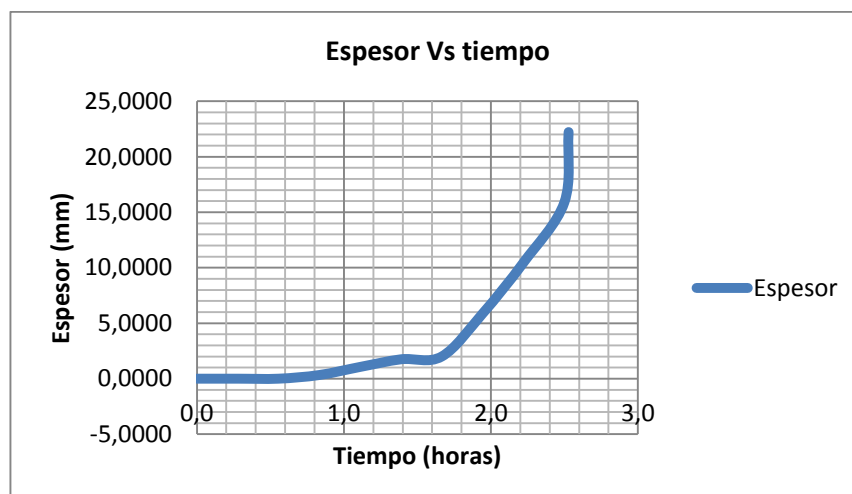
Figura 76. Curvas de temperatura Vs tiempo convección forzada - libre



Fuente: Autores

En la figura 77 se representa la curva de espesor de hielo generado en función del tiempo en la cual se puede observar que el espesor generado es lineal.

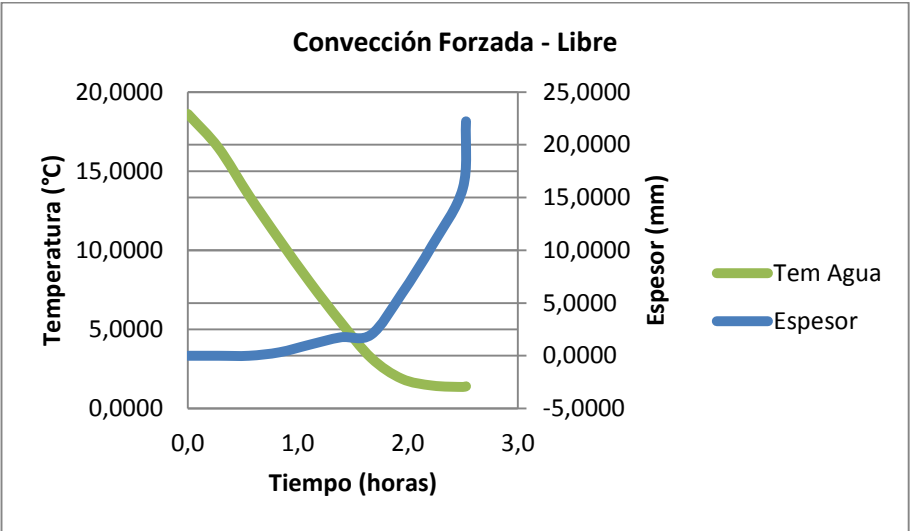
Figura 77. Curva de espesor Vs tiempo convección forzada - libre



Fuente: Autores

En la figura 78 se representa las curvas de espesor de hielo generado y temperatura de agua en función del tiempo.

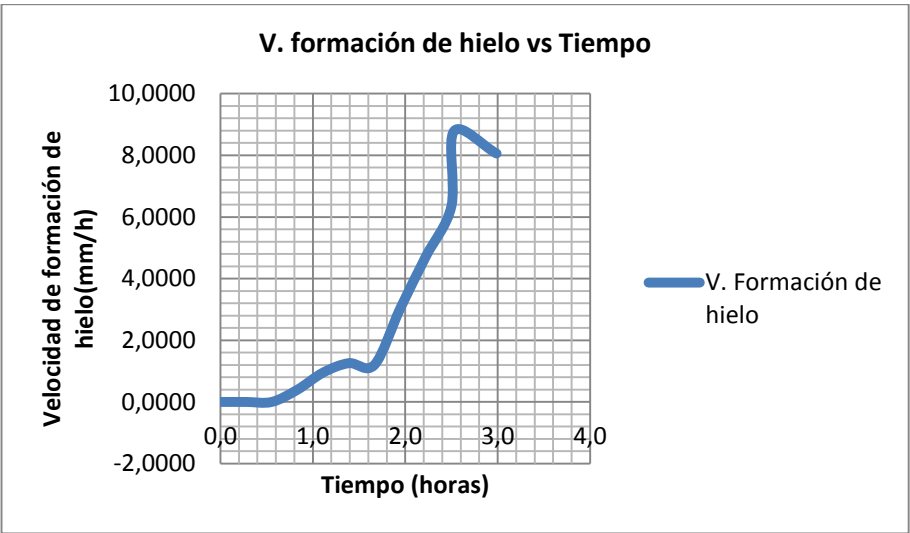
Figura 78. Curva de enfriamiento de agua del tanque y formación de hielo convección forzada - libre



Fuente: Autores

En la gráfica que se muestra a continuación se representa la curva de la velocidad de formación de hielo en función del tiempo.

Figura 79. Velocidad de formación de hielo Vs tiempo convección forzada - libre

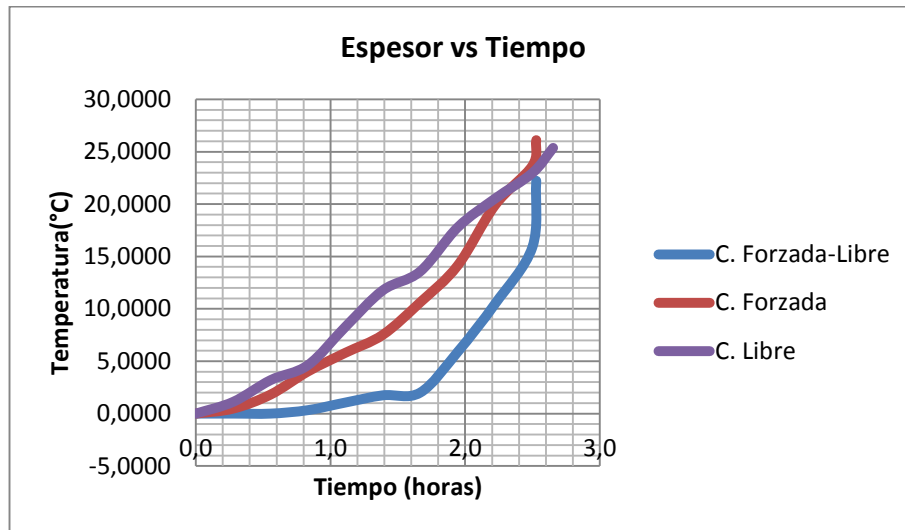


Fuente: Autores



**6.5.3 Análisis de resultados.** En la gráfica que se muestra a continuación se representan las curvas de espesor de formación de hielo en los tres casos estudiados en función del tiempo.

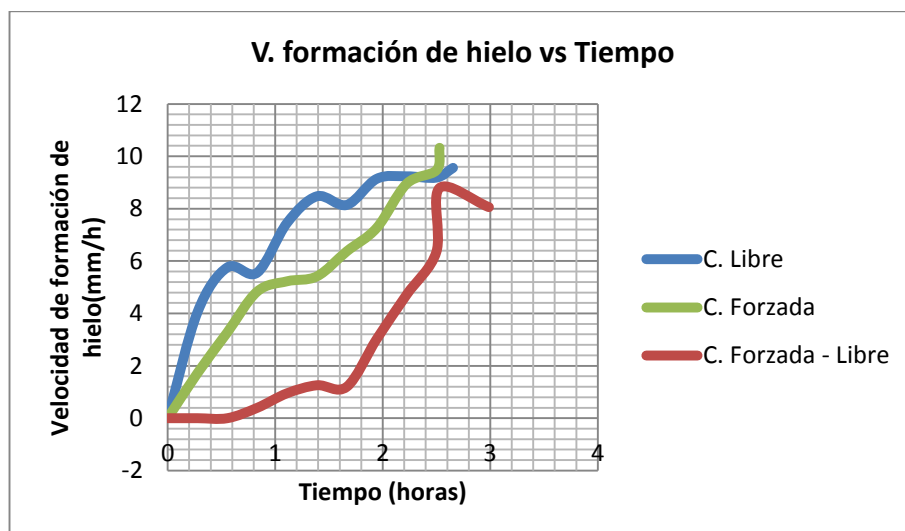
Figura 80. Espesor de hielo Vs tiempo combinada



Fuente: Autores

En la gráfica que se muestra a continuación se representan las curvas de velocidad de formación de hielo en los tres casos estudiados en función del tiempo.

Figura 81. Velocidad de formación de hielo Vs tiempo combinada



Fuente: Autores

## **CAPÍTULO VII**

### **7. PROGRAMA DE MANTENIMIENTO DEL EQUIPO**

#### **7.1 Introducción**

Se puede definir al mantenimiento como el control constante de los equipos e instalaciones, poniendo en marcha un conjunto de trabajos de revisión y reparación necesarios para garantizar el buen funcionamiento y estado de conservación de un sistema.

Para esto se ha realizado un programa de mantenimiento preventivo y correctivo, de acuerdo a las especificaciones técnicas, de trabajo y vida útil de cada elemento del equipo especificado por los fabricantes. También se ha tomado en cuenta las posibles fallas, causas y soluciones que se han presentado en el equipo durante todo el proceso de pruebas.

#### **7.2 Manual de operaciones**

- Es muy importante que antes de operar la máquina se realice una lectura minuciosa del manual de operación. Si se opera según los manuales, la máquina no presentará problemas de ningún tipo.
- Verificar que la máquina se encuentre libre de sustancias y artículos extraños para evitar alteraciones en su funcionamiento y fallas.
- Asegurarse de que todos los sistemas y componentes se encuentren en su estado y posición óptima para comenzar a operar.
- La máquina debe trabajar a temperatura ambiente y sin la presencia de factores externos tales como el contacto directo de la luz solar, corrientes bruscas de aire y polvo.
- Comprobar que el espacio donde será colocada la máquina cuente con la superficie totalmente plana, ya que de lo contrario esto afectaría a la operación de la misma. Se requiere que el lugar de trabajo cuente con las dimensiones mínimas requeridas que son de 2,50 m de alto, 6,00 m de ancho y 4,00 m de largo.
- Inspeccionar que se cuente con una conexión de corriente eléctrica de 110V.

- Debemos asegurarnos que el botón de control se encuentre en la posición de apagado. (Selector en la posición neutral).
- Verificar que la máquina se encuentre conectada a la corriente eléctrica.
- Llenar el tanque con 103,83 L de agua ablandada del laboratorio.
- Encender el equipo mediante el disyuntor ubicado en el interior del tablero de control y esperar un momento (2 minutos) a que todo el sistema se estabilice.
- Acoplar la tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009, conectar el cable de comunicación entre la tarjeta y el computador (Puerto USB).
- Abrir la aplicación “Generador de Hielo Tubular” ubicado en el escritorio del computador. Posteriormente seleccionar el pulsador Inicio.
- Seleccionar en el selector proceso 1 (para el caso de generación de hielo tubular).
- Por ningún motivo se debe apagar la máquina a la mitad del proceso, siempre se debe apagar cuando el proceso haya terminado.
- En caso de falla pulsar el interruptor de emergencia en la parte inferior del tablero de control.
- Una vez terminado el proceso de generación de hielo, se debe apagar la máquina y asegurarse de dejarla completamente limpia.

### 7.3 Plan de mantenimiento

Aquí se presentan un conjunto de actividades programadas de antemano para mantener al equipo en buen estado, trabajando en condiciones óptimas y reducir la frecuencia y el impacto de las fallas.

Tabla 46. Jerarquía de las actividades de mantenimiento preventivo

Actividad de mantenimiento	ID
En cada puesta en marcha	I
Mensual	M
Anual	A

Fuente: Autores

**7.3.1 Mantenimiento preventivo.** Considerando que el generador de hielo tubular será un equipo de uso intermitente se clasifican las actividades de mantenimiento preventivo de acuerdo a la siguiente jerarquía.

Tabla 47. Operaciones de mantenimiento preventivo

Item	Descripción de la actividad	Frecuencia		
		I	M	A
1	Verificar el correcto estado de apertura de las válvulas de paso recto ubicadas en la entrada y salida del evaporador de cada proceso.	x		
2	Revistar la existencia de fugas de refrigerante en el circuito de generación de hielo.	x		
3	Revisar el estado de las conexiones eléctricas de cada sensor y de la webcam.	x		
4	Comprobar el correcto funcionamiento de los sensores de temperatura (al correr el programa de adquisición de datos, con el equipo apagado los sensores indicarán la temperatura ambiente).	x		
5	Comprobar que la posición de la cámara sea la correcta y este acorde a la calibración dada en el programa de adquisición de datos.	x		
6	Limpieza correcta del tanque previa al llenado para evitar la presencia de impurezas que afecten los datos obtenidos en el transcurso de la experiencia.	x		
7	Antes de iniciar el proceso verificar que la tapa del tanque este cerrada.	x		
8	Verificar que las presiones marcadas en cada manómetro se encuentren dentro de los rangos permisibles.	x		
9	Verificar que el amperaje de trabajo no sobrepase los 8,5 A.	x		
10	Limpieza general del equipo.		x	
11	Cambiar el agua presente en el tanque, si no ha sido desfogada anteriormente.		x	
12	Revisar el estado de cada uno de los componentes del sistema de transferencia de calor.			x
13	Inspección detallada del tanque y la estructura.			x
14	Revisar el estado del aislamiento de la cañería.			x

15	Inspección detallada de todas las conexiones eléctricas.			x
16	Revisar el estado de la caja de control y fuente de alimentación de voltaje de los sensores.			x
17	Revisar el correcto funcionamiento de la secuencia de programación del PLC.			x

Fuente: Autores

**7.3.2 Mantenimiento correctivo.** Implica actividades de reparación y sustitución de elementos deteriorados, que se realiza cuando aparece la falla.

Se ha visto conveniente crear una tabla en la que se detallen las posibles problemas que se pueden presentar durante la utilización del equipo, también se especifican las causas y las soluciones a esos problemas.

Tabla 48. Problemas operaciones, causas y soluciones

Problema	Causa	Solución
Máquina inoperable	No hay corriente eléctrica	Verifique el interruptor principal si se ha cortado la corriente
	Presóstato de seguridad de alta presión	Reajuste el interruptor de control de alta presión. Si se ha disparado, observe en el manómetro la presión de operación para determinar si la presión de descarga del compresor se encuentra dentro de los límites operacionales.
	Presóstato de seguridad baja presión	Este interruptor se reajustará automáticamente cuando la presión alcance el punto de ajuste de "conexión". Si observa que se ha disparado, determine si la presión de succión del compresor se encuentra dentro de los límites operacionales. Si esta es baja verifique la carga de refrigerante dela máquina.

Máquina inoperable	Botoneras ON/OFF	Ajuste los contactos de las botoneras, evite que las conexiones puedan hacer contacto, si esto no sirve reemplace el interruptor.
Datos erróneos de Temperatura Datos erróneos de Temperatura	El voltaje que envía la fuente no es la correcta (-5V)	Desarmar la fuente y ajustar el potenciómetro de alta precisión hasta obtener el valor correcto, si no funciona revisar el circuito eléctrico,
	Sensor LM35 dañado	Cambie el sensor dañado tomando en cuenta la polaridad.
Datos irreales de espesor de hielo	Webcam en una posición diferente a la calibrada	Ubicarla en posición tal que pueda tener una buena visión de la formación de hielo y la tubería se encuentre perpendicular con la línea de la escala.
No existen datos de espesor de hielo	Problemas por deficiencia o aumento de luz	Cambiar de posición los focos led que están junto a la cámara, hasta que haya registro de datos. Si no funciona, desarmar la fuente y manipular el potenciómetro de 10K para aumentar o disminuir la intensidad de la luz

Fuente: Autores

#### 7.4 Guía para prácticas de laboratorio

Permanentemente se realizan prácticas de laboratorio para asentar los conocimientos teóricos aprendidos en clase, por lo cual se preverá a los estudiantes de una guía de laboratorio que facilite su entendimiento con la práctica dada en ese momento. La guía tendrá diferentes esquemas, además se detallara el procedimiento que los estudiantes deben cumplir para llevar a cabo la práctica de manera segura.

#### 7.4.1 Guía de laboratorio para generación de hielo tubular con convección libre

### PRÁCTICA # 1

**TEMA:** Velocidad de generación de hielo tubular con convección libre.

#### OBJETIVOS

*Objetivo general.*

Determinar la velocidad de generación de hielo en un generador de hielo tubular con convección libre.

*Objetivos específicos.*

Conocer el funcionamiento y comportamiento de un generador de hielo tubular.

Determinar la diferencia de temperatura media logarítmica.

Determinar los coeficientes convectivos para el agua y el refrigerante.

Analizar e interpretar los resultados.

#### EQUIPOS, MATERIALES E INSTRUMENTACIÓN

Generador de hielo tubular.

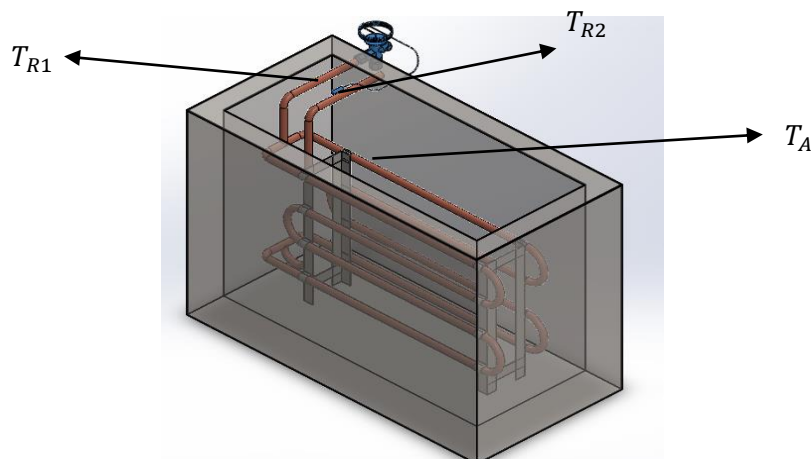
Tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009.

Sensores LM-35.

Cámara.

Computador.

#### ESQUEMA



Donde:

$T_{R1}$  = Temperatura de ingreso de refrigerante.

$T_{R2}$  = Temperatura de salida de refrigerante.

$T_A$  = Temperatura de agua en el tanque.

*Datos geométricos del generador de hielo tubular*

Volumen de agua dentro del tanque  $V_{agua} = 0,1038 \text{ m}^3 = 103,83 \text{ Lt}$

Diámetro exterior del serpentín  $D = 0,01587 \text{ m}$

Diámetro interior del serpentín  $D_{int} = 0,01383 \text{ m}$

Longitud del serpentín  $L = 5,9111 \text{ m}$

Material del serpentín Cañería de cobre Tipo L

Material del tanque Acero inoxidable AISI 320

Capacidad del equipo  $q_{neto} = 1213,54 \text{ W}$

## **MARCO TEÓRICO**

*Generador de hielo tubular*

En este tipo de generador el hielo se forma en la superficie externa de unos tubos de cobre o de acero inoxidable dispuestos horizontalmente (serpentín) en el interior de un tanque de almacenamiento de agua, el hielo tiene un espesor entre 1 y 2 pulgadas.

El refrigerante pasa por el interior del serpentín, mientras el agua a congelar se encuentra en el espacio circundante, de la misma manera que en el caso anterior, la máquina funciona automáticamente según un ciclo de tiempo, tomando en cuenta el espesor del hielo, la unidad condensadora funcionará, hasta que se obtenga el espesor deseado, después de eso el equipo dejará de funcionar hasta que un sensor indique que el espesor de hielo ha disminuido, y un nuevo ciclo de refrigeración comience. Es decir es un almacenamiento de capacidad frigorífica en forma de hielo.



Las ventajas de la acumulación de hielo se basan en el aumento de la potencia frigorífica disponible para picos de consumo con lo que puede reducirse el tamaño de la maquinaria frigorífica, pues esta podrá dimensionarse para el consumo medio.

La eficiencia en los costes se debe a la posibilidad de generar hielo en horas de tarifas eléctricas reducidas y en evitar consumos en horarios de tarifa alta con lo que disminuye el coste medio de la electricidad.

Aplicación.

*La principal aplicación que se le da a los generadores de este tipo es:*

- El enfriamiento industrial en tipos de consumo en las áreas de producción de alimentos, industrias lácteas, cerveceras, producción de zumos de frutas, etc.
- El enfriamiento de productos químicos y farmacéuticos.

Ventajas.

- Temperatura del agua helada muy estable por debajo de 1°C durante todo el proceso.
- Alta capacidad frigorífica para picos de consumo.
- Construcción del equipo completamente en acero inoxidable.
- Carga de refrigerante muy baja.
- Diseño abierto de fácil acceso.
- Fácil de inspeccionar y de limpiar.
- Construcción compacta para facilitar transporte.
- Empleo posible en tanques existentes.

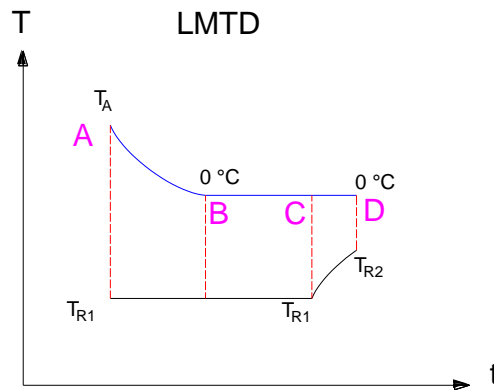
*Diferencia de la temperatura media logarítmica*

Cuando se requiere analizar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, se debe agrupar la transferencia total de calor con las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor y la superficie total de transferencia.

Con el objeto de determinar  $\Delta T$ , se considera al serpentín en flujo paralelo, al realizar un balance de energía sobre el elemento diferencial mostrando en la figura 1 y tomando en cuenta la siguiente consideración, las pérdidas de calor al ambiente son despreciables, se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$

Figura 1. Diferencia de temperatura media logarítmica



$$\Delta T_A = T_A - T_{R1}$$

$$\Delta T_B = 0^\circ\text{C} - T_{R2}$$

### Coeficiente global de transferencia de calor experimental

Para determinar el coeficiente global de transferencia experimental se deben despreciar las pérdidas de calor por convección desde la superficie del agua al aire, esta condición permite igualar el calor sensible del agua con el calor de la unidad condensadora.

$$A_T UF(LMTD) = \frac{m_{agua}}{\tau} Cp(T_{A1} - T_{A2})$$

$$U = \frac{\frac{m_{agua}}{\tau} Cp(T_{A1} - T_{A2})}{AF(LMTD)}$$

### Correlación de convección por ebullición dentro de tubos horizontales

$$[0,6683Co^{-0,2}f_2(Fr_{lo}) + 1058Bo^{0,7}F_{fl}](1-x)^{0,8}h_{lo}$$

$$h_{CBD} = [1,136Co^{-0,9}f_2(Fr_{lo}) + 667,2Bo^{0,7}F_{fl}](1-x)^{0,8}h_{lo}$$

Donde:

$Co$  = Número de convección.

$Bo$  = Punto de ebullición.

$Fr_{lo}$  = Número de Froude.

$F_{fl}$  = Parámetro de asociación superficie fluido.

$X$  = Calidad del fluido.

El número de convección  $Co$  se define como:

$$Co = \left( \frac{\rho_V}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8}$$

Donde:

$\rho_V$  = Densidad del fluido como vapor, en  $\frac{Kg}{m^3}$ .

$\rho_l$  = Densidad del fluido en fase líquida, en  $\frac{Kg}{m^3}$ .

$Bo$  = Es el punto de ebullición y se encuentra definido como:

$$Bo = \frac{q''}{G h f g}$$

Donde:

$q''$ : Velocidad neta de transferencia de calor desde la superficie expresada por unidad de área de la superficie, en  $\frac{W}{m^2}$ .

$G$ : Velocidad másica, en  $\frac{Kg}{s \cdot m^2}$ .

$h f g$ : Diferencia entre entalpías de saturación, en  $\frac{J}{kg}$ .

La velocidad neta de transferencia de calor se define como:

$$q'' = \frac{q}{A}$$

Donde:

q: Capacidad calorífica a transmitirse, en W.

A: Área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor, en m<sup>2</sup>.

El número de Froude es un número adimensional que relaciona el efecto de las fuerzas de inercia y la fuerzas de gravedad que actúan sobre un fluido, se define por:

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_{int}}$$

Donde:

g= Aceleración de la gravedad, en  $\frac{m}{s^2}$ .

D<sub>int</sub> = Diámetro interno de la tubería, en m.

El parámetro de asociación superficie fluido  $f_{fl}$  depende de la combinación del material líquido y tubo utilizado para los tubos de acero inoxidable, se toma como 1, independientemente del tipo de fluido para los tubos de cobre,  $f_{fl}$  se puede obtener de la tabla 1. Inicialmente Kandlikar estableció el valor de este parámetro para los fluidos estudiados por el mismo.

Tabla 1. Parámetro F<sub>fl</sub> de la correlación de Kandlikar para tubos de cobre

Fluido	$F_{fe}$	Fluido	$F_{fe}$
Agua	1,00	R-114	1,24
R-11	1,30	R-134a	1,63
R-12	1,50	R-152a	1,10
R-13B1	1,31	Nitrógeno	4,70
R-22	2,20	Neón	3,50
R-113	1,30		

Fuente: [https://www.thermalfuidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat\\_Transfer\\_Predictions\\_for\\_Forced\\_Convective\\_Boiling#References](https://www.thermalfuidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat_Transfer_Predictions_for_Forced_Convective_Boiling#References)

Para líquidos con un número de Prandtl entre 0,5 y 200, una gama que cubre la mayoría de los líquidos, excepto de metal líquido, el coeficiente de transferencia de calor en las ecuaciones antes mencionadas es:

$$h_{lo} = \begin{cases} \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo} - 1000)Pr_l(f/2)}{1 + 12,7 (Pr_l^{2/3} - 1) (f/2)^{0,5}} & 2300 \leq Re_{lo} \leq 10^4 \\ \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo} Pr_l (f/2))}{1,07 + 12,7 (Pr_l^{2/3} - 1) (f/2)^{0,5}} & 10^4 \leq Re_{lo} \leq 5 \times 10^6 \end{cases}$$

El número de Reynolds  $Re_{lo}$  se obtiene considerando que solo la fracción de líquido circula por el tubo.

$$Re_{lo} = \frac{g(1-x)D_{int}}{\mu_f}$$

El factor de fricción  $f$  se calcula con la ecuación:

$$f = (1,58 \ln Re_{lo} - 3,28)^{-2}$$

Para el caso de tubos horizontales, y para corregir los coeficientes de ebullición en el caso en el que se tenga flujo estratificado, Kandlikar recomienda utilizar un nuevo término dependiente del número de Froude, que multiplicaría el primer sumando de las expresiones de las ecuaciones. Este es:

$$e_F = (25Fr)^{0,3}$$

La correlación estudiada anteriormente es válida para los  $0,001 < x < 0,95$ .

### **Correlación de convección natural sobre superficies exteriores.**

El proceso de convección libre surge como consecuencia de la diferencia entre las densidades de las partículas calientes y las frías del agente portador de calor.

Puesto que sobre las partículas calientes actúa una fuerza de sustentación o fuerza de empuje de Arquímedes, es precisamente esa fuerza la que provoca el movimiento de convección del fluido, esta fuerza será mayor, cuando la diferencia de temperatura entre los medios sea también grande.

Las correlaciones empíricas sencillas para el número promedio de Nusselt  $Nu$  en la convección natural son de la forma:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = C(GrPr)^n = CRa^n$$

Los valores de las constantes C y n dependen de la configuración geométrica de la superficie y del régimen de flujo, el cual se caracteriza por el rango del número de Rayleigh

Churchill y Chu recomiendan una relación que se puede aplicar en tubos horizontales sobre todo el intervalo de Raleigh.

Es de la forma:

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[ 1 + \left( 0,559/Pr \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

## PROCEDIMIENTO

Conectar el equipo a la fuente de alimentación 110 V.

Encender el equipo mediante el disyuntor ubicado en el interior del tablero de control.

Llenar el tanque con 104 L de agua ablandada del laboratorio.

Acoplarla tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009, conectar el cable de comunicación entre la tarjeta y el computador (Puerto USB).

Abrir la aplicación “Generador de Hielo Tubular” ubicado en el escritorio del computador. Posteriormente seleccionar el pulsador Inicio.

Seleccionar en el selector proceso 1

Encender el equipo mediante el pulsador On (unidad condensadora).

Registrar los datos de temperatura hasta que el espesor de hielo alcance una medida de 25,4 mm o 1 in. Pulsar “inicio” nuevamente para detener la prueba.

Por defecto en mis documentos se crea una carpeta “Hielos” dentro de la cual se guardan los datos de temperatura y espesor en una hoja de cálculo Excel. Después de cada prueba se debe cerrar el programa, de no hacerlo los datos de las pruebas

siguientes se guardarán a continuación de los datos anterior es lo que podría generar complicaciones en el momento de tabular los resultados de las pruebas.

Los estudiantes podrán grabar el documento Excel para realizar su posterior análisis.

## **RESULTADOS**

Elaborar las gráficas de temperatura vs tiempo y espesor vs tiempo.

Determinar el coeficiente global de transferencia de calor experimental y teórico.

Determinarla velocidad de generación de hielo.

## **CONCLUSIONES**

¿De que dependen los coeficientes convectivos del agua y del refrigerante?

¿Qué coeficiente convectivo es el más influyente para el cálculo de coeficiente global de transferencia de calor teórico?

¿Qué porcentaje de error existe entre el coeficiente global de transferencia de calor experimental y teórico?

¿De qué depende la velocidad de formación de hielo?

Otros.

## **RECOMENDACIONES**

## **BIBLIOGRAFÍA**

YUNUS A. CENGEL. Transferencia de Calor y Masa.3ra. ed. McGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 2007. Pág.358, 365, 366, 417, 418, 509 51, 623

TÁOBOAS TOUCEDA F. Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. Tarragona: Universitat Rovira i Virgili, 2006 (Tesis Anexo I) Pág.I.1, I.7, I.13

#### 7.4.2 Guía de laboratorio para generación de hielo tubular con convección forzada

### PRÁCTICA # 2

**TEMA:** Velocidad de generación de hielo tubular con convección forzada.

#### OBJETIVOS

*Objetivo general.*

Determinar la velocidad de generación de hielo en un generador de hielo tubular con convección forzada.

*Objetivos específicos.*

Conocer el funcionamiento y comportamiento de un generador de hielo tubular.

Determinar la diferencia de temperatura media logarítmica.

Determinar los coeficientes convectivos para el agua y el refrigerante.

Analizar e interpretar los resultados.

#### EQUIPOS, MATERIALES E INSTRUMENTACIÓN

Generador de hielo tubular

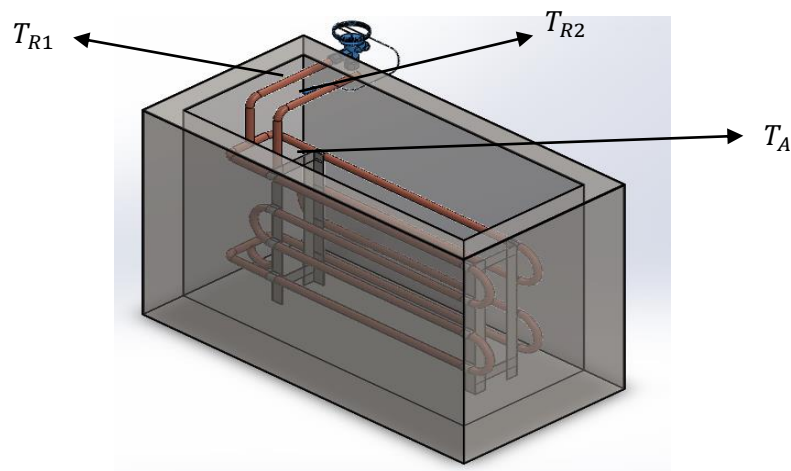
Tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009.

Sensores LM-35.

Cámara

Computador.

#### ESQUEMA





Donde:

$T_{R1}$  = Temperatura de ingreso de refrigerante.

$T_{R2}$  = Temperatura de salida de refrigerante.

$T_A$  = Temperatura de agua en el tanque.

*Datos geométricos del generador de hielo tubular*

Volumen de agua dentro del tanque  $V_{agua} = 0,1038 \text{ m}^3 = 103,83 \text{ Lt}$

Diámetro exterior del serpentín  $D = 0,01587 \text{ m}$

Diámetro interior del serpentín  $D_{int} = 0,01383 \text{ m}$

Longitud del serpentín  $L = 5,9111 \text{ m}$

Material del serpentín Cañería de cobre Tipo L

Material del tanque Acero inoxidable AISI 430

Capacidad del equipo  $q_{neto} = 1213,54 \text{ W}$

## **MARCO TEÓRICO**

*Generador de hielo tubular*

En este tipo de generador el hielo se forma en la superficie externa de unos tubos de cobre o de acero inoxidable dispuestos horizontalmente (serpentín) en el interior de un tanque de almacenamiento de agua, el hielo tiene un espesor entre 1 y 2 pulgadas.

El refrigerante pasa por el interior del serpentín, mientras el agua a congelar se encuentra en el espacio circundante, de la misma manera que en el caso anterior, la máquina funciona automáticamente según un ciclo de tiempo, tomando en cuenta el espesor del hielo, la unidad condensadora funcionará, hasta que se obtenga el espesor deseado, después de eso el equipo dejará de funcionar hasta que un sensor indique que el espesor de hielo ha disminuido, y un nuevo ciclo de refrigeración comience. Es decir es un almacenamiento de capacidad frigorífica en forma de hielo.

Las ventajas de la acumulación de hielo se basan en el aumento de la potencia frigorífica disponible para picos de consumo con lo que puede reducirse el tamaño de la maquinaria frigorífica, pues esta podrá dimensionarse para el consumo medio.

La eficiencia en los costes se debe a la posibilidad de generar hielo en horas de tarifas eléctricas reducidas y en evitar consumos en horarios de tarifa alta con lo que disminuye el coste medio de la electricidad.

Aplicación.

*La principal aplicación que se le da a los generadores de este tipo es:*

- El enfriamiento industrial en tipos de consumo en las áreas de producción de alimentos, industrias lácteas, cerveceras, producción de zumos de frutas, etc.
- El enfriamiento de productos químicos y farmacéuticos.

Ventajas.

- Temperatura del agua helada muy estable por debajo de 1 °C durante todo el proceso.
- Alta capacidad frigorífica para picos de consumo.
- Construcción del equipo completamente en acero inoxidable.
- Carga de refrigerante muy baja.
- Diseño abierto de fácil acceso.
- Fácil de inspeccionar y de limpiar.
- Construcción compacta para facilitar transporte.
- Empleo posible en tanques existentes.

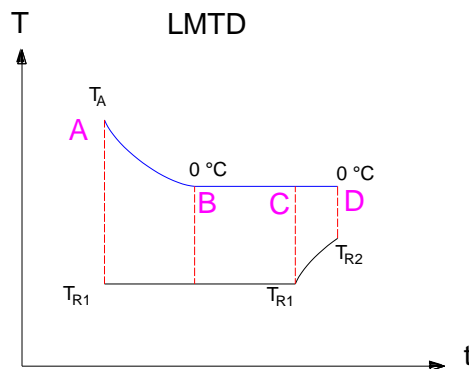
*Diferencia de la temperatura media logarítmica*

Cuando se requiere analizar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, se debe agrupar la transferencia total de calor con las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor y la superficie total de transferencia.

Con el objeto de determinar  $\Delta T$ , se considera al serpentín en flujo paralelo, al realizar un balance de energía sobre el elemento diferencial mostrando en la figura 1 y tomando en cuenta la siguiente consideración: las pérdidas de calor al ambiente son despreciables, se puede decidir la siguiente ecuación:

$$LMTD = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}$$

Figura 1. Diferencia de temperatura media logarítmica



$$\Delta T_A = T_A - T_{R1}$$

$$\Delta T_B = 0\text{ °C} - T_{R2}$$

### Coeficiente global de transferencia de calor experimental

Para determinar el coeficiente global de transferencia experimental se deben despreciar las pérdidas de calor por convección desde la superficie del agua al aire, esta condición permite igualar el calor sensible del agua con el calor de la unidad condensadora:

$$A_T UF(LMTD) = \frac{m_{agua}}{\tau} Cp(T_{A1} - T_{A2})$$

$$U = \frac{\frac{m_{agua}}{\tau} Cp(T_{A1} - T_{A2})}{AF(LMTD)}$$

### Correlación de convección por ebullición dentro de tubos horizontales

$$[0.6683Co^{-0.2}f_2(Fr_{lo}) + 1058Bo^{0.7}F_{fl}](1-x)^{0.8}h_{lo}$$

$$h_{CBD} = [1.136Co^{-0.9}f_2(Fr_{lo}) + 667.2Bo^{0.7}F_{fl}](1-x)^{0.8}h_{lo}$$

Donde:

$Co$  = Número de convección.

$Bo$  = Punto de ebullición.

$Fr_{lo}$  = Número de Froude.

$F_{fl}$  = Parámetro de asociación superficie fluido.

$X$  = Calidad del fluido.

El número de convección  $Co$  se define como:

$$Co = \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left( \frac{1-x}{x} \right)^{0,8}$$

Donde:

$\rho_v$  = Densidad del fluido como vapor, en  $\frac{Kg}{m^3}$ .

$\rho_l$  = Densidad del fluido en fase líquida, en  $\frac{Kg}{m^3}$ .

$Bo$  = es el punto de ebullición y se encuentra definido como:

$$Bo = \frac{q''}{G h_{fg}}$$

Donde:

$q''$  = Velocidad neta de transferencia de calor desde la superficie expresada por unidad de área de la superficie, en  $\frac{W}{m^2}$ .

$G$  = Velocidad másica, en  $\frac{Kg}{s \cdot m^2}$ .

$h_{fg}$  = Diferencia entre entalpías de saturación, en  $\frac{J}{kg}$ .

La velocidad neta de transferencia de calor se define como:

$$q'' = \frac{q}{A}$$

Donde:

$q =$  Capacidad calorífica a transmitirse, en W.

$A =$  Área perpendicular a la dirección de la transferencia de calor,  $m^2$ .

El número de Froude es un número adimensional que relaciona el efecto de las fuerzas de inercia y la fuerzas de gravedad que actúan sobre un fluido, se define por:

$$Fr_{lo} = \frac{G^2}{\rho_l^2 g D_{int}}$$

Donde:

$g =$  Aceleración de la gravedad, en  $\frac{m}{s^2}$ .

$D_{int} =$  Diámetro interno de la tubería, en m.

El parámetro de asociación superficie fluido  $f_{fl}$  depende de la combinación del material líquido y tubo utilizado para los tubos de acero inoxidable,  $f_{fl}$  se toma como 1, independientemente del tipo de fluido para los tubos de cobre,  $f_{fl}$  se puede obtener de la tabla 1. Inicialmente Kandlikar estableció el valor de este parámetro para los fluidos estudiados por el mismo.

Tabla 1. Parámetro  $F_{fl}$  de la correlación de Kandlikar para tubos de cobre

Fluido	$F_{fl}$	Fluido	$F_{fl}$
Agua	1,00	R-114	1,24
R-11	1,30	R-134a	1,63
R-12	1,50	R-152a	1,10
R-13B1	1,31	Nitrógeno	4,70
R-22	2,20	Neón	3,50
R-113	1,30		

Fuente: [https://www.thermalfuidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat\\_Transfer\\_Predictions\\_for\\_Forced\\_Convective\\_Boiling#References](https://www.thermalfuidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat_Transfer_Predictions_for_Forced_Convective_Boiling#References)

Para líquidos con un número de Prandtl entre 0,5 y 200, una gama que cubre la mayoría de los líquidos, excepto de metal líquido, el coeficiente de transferencia de calor en las ecuaciones antes mencionadas es:

$$h_{lo} = \begin{cases} \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo} - 1000)Pr_l(f/2)}{1 + 12.7(Pr_l^{2/3} - 1)(f/2)^{0.5}} & 2300 \leq Re_{lo} \leq 10^4 \\ \frac{k_l}{D} * \frac{(Re_{lo}Pr_l(f/2))}{1,07 + 12,7(Pr_l^{2/3} - 1)(f/2)^{0.5}} & 10^4 \leq Re_{lo} \leq 5 \times 10^6 \end{cases}$$

El número de Reynolds  $Re_{lo}$  se obtiene considerando que solo la fracción de líquido circula por el tubo.

$$Re_{lo} = \frac{g(1-x)D_{int}}{\mu_f}$$

El factor de fricción  $f$  se calcula con la ecuación:

$$f = (1.58 \ln Re_{lo} - 3.28)^{-2}$$

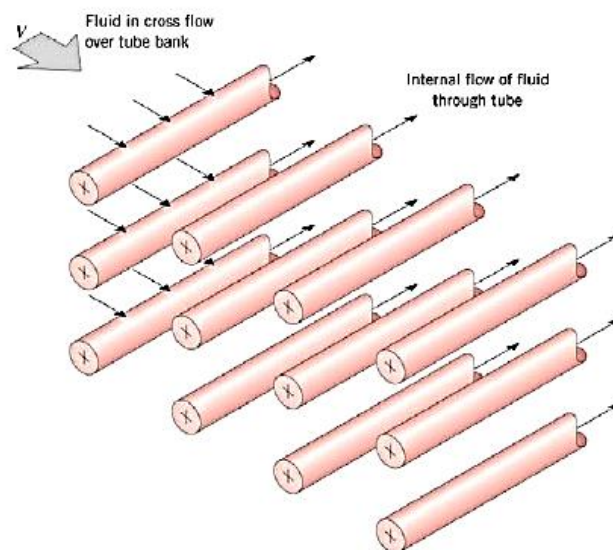
Para el caso de tubos horizontales, y para corregir los coeficientes de ebullición en el caso en el que se tenga flujo estratificado, Kandlikar recomienda utilizar un nuevo término dependiente del número de Froude, que multiplicaría el primer sumando de las expresiones de las ecuaciones. Este es:

$$e_F = (25Fr)^{0,3}$$

La correlación estudiada anteriormente es válida para los  $0,001 < x < 0,95$ .

### Correlación de convección forzada sobre superficies exteriores

Figura 2. Flujo externo en un Banco de tubos



Fuente: <http://es.scribd.com/doc/22556191/Conveccion-flujo-externo>

Si el flujo se da sobre un banco de tubos, estos influyen sobre el patrón de flujo y el nivel de turbulencia corriente abajo y, por consiguiente, sobre la transferencia de calor hacia ellos o desde ellos.

Por lo tanto, cuando se analiza la transferencia de calor desde un banco de tubos en flujo cruzado, se deben considerar a la vez todos los tubos en el haz. Los tubos en un banco suelen disponerse alineados o escalonados en la dirección del flujo, como se muestra en la figura. 3

Considerando que:

$D$  = Diámetro exterior del tubo se toma como la longitud característica, en m.

$S_T$  = Paso transversal entre los centros de los tubos, en m.

$S_L$  = Paso longitudinal entre los centros de los tubos, en m.

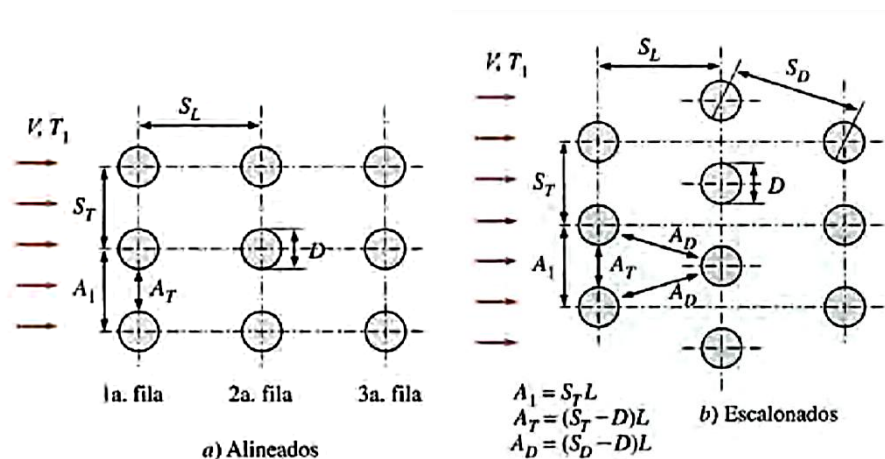
$S_D$  = Paso diagonal entre los centros de los tubos, en m.

$A_1$  = Área de flujo en la entrada entre de los tubos, en  $m^2$ .

$A_T$  = Área de flujo entre los centros de los tubos, en  $m^2$ .

$A_D$  = Área de flujo entre los centros de los tubos de una fila distinta (Disposición de tubos escalonada), en  $m^2$ .

Figura 3. Disposición de los tubos en los bancos alineados o escalonados



Fuente: INCROPERA, F.P. Fundamentos de Transferencia de Calor y Masa

El paso diagonal se determina a partir de:

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2}$$

Conforme el fluido entra en el banco, el área de flujo disminuye de:

$$A_1 = S_T L$$

$$A_T = (S_T - D)L$$

En consecuencia la velocidad aumenta.

En los bancos de tubos las características del flujo son dominadas por la velocidad máxima  $V_{m\acute{a}x}$  que se tiene dentro del banco más que por la velocidad aproximada  $V$ . Por lo tanto, el número de Reynolds se define sobre la base de la velocidad máxima como:

$$Re_D = \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{V_{max} D}{\gamma}$$

La velocidad máxima se determina con base en el requisito de conservación de la masa para el flujo incompresible estacionario. Así para la disposición de alineados la ecuación de la velocidad máxima queda:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{S_T}{S_T - D} V_a$$

Donde:

$V_a =$  Velocidad aproximada de entrada del fluido, en  $\frac{m}{s}$ .

Se han propuesto varias correlaciones, todas basadas en datos experimentales para el número de Nusselt promedio para el flujo cruzado sobre bancos de tubos. Más recientemente, Zukauskas ha propuesto correlaciones cuya forma general es:

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25}$$

Todas las propiedades, excepto  $Pr_s$  se deben evaluar a la temperatura media aritmética del fluido dada por:



$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2}$$

Donde:

$T_i$  = Temperatura del fluido en la admisión del banco de tubos, en °C.

$T_e$  = Temperatura del fluido en la salida del banco de tubos, en °C.

Los valores de las constantes C, m y n dependen del valor del número de Reynolds, se presentan en la tabla 3 para bancos de tubos con 16 o más filas ( $N_L > 16$ ).

Se pueden utilizar estas correlaciones para bancos de tubos menores de 16 filas ( $N_L < 16$ ), realizando una corrección.

$$Nu_{D,N_L} = F Nu_D$$

Donde:

F = Factor de corrección representado en la tabla 2.

Tabla 2. Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para  $N > 16$  y  $0,7 < Pr < 500$  (Zukauskas, 1987)

Disposición	Rango de $Re_D$	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ - $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- $2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5$ - $2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

Tabla 3. Factor de corrección F para  $N_L < 16$  y  $(Re)_D > 1000$  (Zukauskas, 1987)

$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Fuente: YUNUS A. CENGEL - Transferencia de Calor y Masa

## **PROCEDIMIENTO**

Conectar el equipo a la fuente de alimentación 110 V.

Encender el equipo mediante el disyuntor ubicado en el interior del tablero de control.

Llenar el tanque con 104 L de agua ablandada del laboratorio.

Acoplarla tarjeta de adquisición de datos DAQ USB 6009, conectar el cable de comunicación entre la tarjeta y el computador (Puerto USB).

Abrir la aplicación “Generador de Hielo Tubular” ubicado en el escritorio del computador. Posteriormente seleccionar el pulsador Inicio.

Seleccionar en el selector proceso 1

Encender el equipo mediante el pulsador On (unidad condensadora).

Registrar los datos de temperatura hasta que el espesor de hielo alcance una medida de 25,4 mm o 1 in. Pulsar “inicio” nuevamente para detener la prueba.

Por defecto en mis documentos se crea una carpeta “Hielos” dentro de la cual se guardan los datos de temperatura y espesor en una hoja de cálculo Excel. Después de cada prueba se debe cerrar el programa, de no hacerlo los datos de las pruebas siguientes se guardarán a continuación de los datos anterior es lo que podría generar complicaciones en el momento de tabular los resultados de las pruebas.

Los estudiantes podrán grabar el documento Excel para realizar su posterior análisis.

## **RESULTADOS**

Elaborar las gráficas de temperatura vs tiempo y espesor vs tiempo.

Determinar el coeficiente global de transferencia de calor experimental y teórico.

Determinarla velocidad de generación de hielo.

## **CONCLUSIONES**

¿De que dependen los coeficientes convectivos del agua y del refrigerante?

¿Qué coeficiente convectivo es el más influyente para el cálculo de coeficiente global de transferencia de calor teórico?

¿Qué porcentaje de error existe entre el coeficiente global de transferencia de calor experimental y teórico?

¿De qué depende la velocidad de formación de hielo?

Otros.

## **RECOMENDACIONES**

## **BIBLIOGRAFÍA**

YUNUS A. CENGEL. Transferencia de Calor y Masa. 3ra. ed. MCGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 2007. Pág. 358, 365, 366, 417, 418, 509, 51, 623

TÁOBOAS TOUCEDA F. Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. Tarragona: Universitat Rovira i Virgili, 2006 (Tesis Anexo I) Pág. I.1, I.7, I.13

## **CAPÍTULO VII**

### **8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

#### **8.1 Conclusiones**

Se construyó y diseñó un generador de hielo tubular para laboratorio bajo los criterios de diseño, cálculos realizados e información recopilada de generadores de hielo.

El principio de funcionamiento del generador de hielo tubular se basa en la transferencia de calor por convección. Todos los datos y fórmulas recopiladas en el marco teórico de esta tesis han sido la base fundamental para el diseño del equipo.

Un generador de hielo tubular con una capacidad de  $\frac{1}{2}$  hp y en condiciones de trabajo similares a las vistas en las experiencias realizadas genera hielo de 1 pulgada de espesor en 3 horas aproximadamente, es indiferente de si la convección se realiza de forma libre o forzada ya que la capacidad utilizada es la misma. La única variación que se aprecia es la velocidad de formación de hielo desde el inicio del proceso hasta la obtención del espesor requerido.

Al comparar los resultados generados por el programa de adquisición de datos en las experiencias de laboratorio con los datos teóricos, el margen de error hallado es aceptable.

#### **8.2 Recomendaciones**

Al realizar los ensayos de laboratorio, se debe asegurar y comprobar que los instrumentos estén debidamente calibrados, ya que de esto dependerán los valores que ellos reflejen.

El agua a ser utilizada preferentemente deberá ser un agua limpia o tratada con anterioridad, para evitar el deterioro de los materiales e instrumentos que componen el equipo.

Para obtener resultados confiables en la práctica de laboratorio, se deberá seguir ordenadamente y de forma obligatoria el procedimiento que se menciona en la guía de laboratorio.

Es importante llevar un control continuo de mantenimiento del equipo, asegurando de esta forma su correcto funcionamiento y vida útil. Para ello se ha generado un plan de mantenimiento preventivo y correctivo, que se deberá consultar en caso de requerirse.

Se sugiere seguir con las investigaciones que surgen alrededor de la idea principal de este proyecto, y enfocarse en la temperatura de sub enfriamiento que se produce en el hielo para rangos de espesores más amplios, y en la irregularidad de formación de hielo a lo largo del evaporador.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] [http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=historia%20de%20hielo%20y%20sus%20aplicaciones&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDkQFjAB&url=http%3A%2F%2Fpersonales.unican.es%2Ffrenedoc%2FTrasp%2FTrasp%2520Tec%2520Frig%2F000%2520Historia%2520del%2520Fr%25C3%25ADo.pdf&ei=U4qvUdz9NZS00AHiq4H4CA&usg=AFQjCNE2-N-dOg4EllgB1ULkCMYXMML5\\_Q](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=historia%20de%20hielo%20y%20sus%20aplicaciones&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDkQFjAB&url=http%3A%2F%2Fpersonales.unican.es%2Ffrenedoc%2FTrasp%2FTrasp%2520Tec%2520Frig%2F000%2520Historia%2520del%2520Fr%25C3%25ADo.pdf&ei=U4qvUdz9NZS00AHiq4H4CA&usg=AFQjCNE2-N-dOg4EllgB1ULkCMYXMML5_Q)
- [2] <http://www.cosmos.com.mx/d/tec/48lh.htm>
- [3] <http://www.cofrico.com/newswp/blog/sistemas-de-refrigeracion-y-consumo-energetico-en-las-fabricas-de-hielo/>
- [4] <http://www.cosmos.com.mx/d/tec/48lh.htm>
- [5] <http://www.cofrico.com/newswp/blog/el-hielo-y-su-fabricacion-parte-ii/>
- [6] <http://www.htt-ag.com/es/products/ice-bank>
- [7] YUNUS A. CENGEL. Transferencia de Calor y Masa.3ra.ed. McGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 2007. Pág.18
- [8] VALENZUELA M.R. Apuntes de Transferencia de Calor, Riobamba, Septiembre 2003. Pág.52,53, 61, 63.
- [9] YUNUS A. CENGEL. Transferencia de Calor y Masa.3ra.ed. McGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 2007. Pág.26.27
- [10] YUNUS A. CENGEL. Transferencia de Calor y Masa.3ra. ed. McGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 2007. Pág.358, 365, 366, 417, 418, 509, 510, 623.
- [11] [http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero\\_de\\_Rayleigh](http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Rayleigh)
- [12] HOLMAN. J.P. Transferencia de Calor. COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL, S.A. DE C.V. MÉXICO, 1999 Pág.309

- [13] TÁOBOAS TOUCEDA F. Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. Tarragona: Universitat Rovira i Virgili, 2006 (Tesis Anexo I) Pág.I.1, I.7, I.13
- [14][https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat\\_Transfer\\_Predictions\\_for\\_Forced\\_Convective\\_Boiling#References](https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat_Transfer_Predictions_for_Forced_Convective_Boiling#References)
- [15] YUNUS A. CENGEL. Transferencia de Calor y Masa.3ra. ed. MCGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 2007. Pág.135, 151
- [16][http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap03\\_fuentes\\_de\\_energia.php#.UYHKsRWHccA](http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap03_fuentes_de_energia.php#.UYHKsRWHccA).
- [17]<http://wiki.gxtechnical.com/commwiki/servlet/hwiki?Usando+GeneXus+en+Sistemas+de+Adquisici%C3%B3n+de+Datos+y+Control>,
- [18][http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=LabVIEW%2Ble%2Bda%2Bla%2Bflexibilidad%2Bde%2Bun%2Bpoderoso%2Bambiente%2Bde%2Bprogramaci%C3%B3n%2Bsin%2Bla%2Bcomplejidad%2Bde%2Blos%2Bambientes%2Btradicionales%2B&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDEQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.tracnova.com%2Ftracnova-pub%2FQu%25E9%2520es%2520LabVIEW.pdf&ei=YXG\\_UfycBaiO0gGo-IHQcw&usg=AFQjCNGWnpW2IZnbQInUSDAPpWdCGKA2TQ&bvm=bv.47883778,d.dmQ](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=LabVIEW%2Ble%2Bda%2Bla%2Bflexibilidad%2Bde%2Bun%2Bpoderoso%2Bambiente%2Bde%2Bprogramaci%C3%B3n%2Bsin%2Bla%2Bcomplejidad%2Bde%2Blos%2Bambientes%2Btradicionales%2B&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDEQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.tracnova.com%2Ftracnova-pub%2FQu%25E9%2520es%2520LabVIEW.pdf&ei=YXG_UfycBaiO0gGo-IHQcw&usg=AFQjCNGWnpW2IZnbQInUSDAPpWdCGKA2TQ&bvm=bv.47883778,d.dmQ)
- [18]<http://es.wikipedia.org/wiki/R404A>
- [19]<http://www.eis.uva.es/~macromol/curso05-06/pu/espuma.htm>
- [20] CATÁLOGO DE PRODUCTOS ANTARTIC REFRIGERATION
- [21] [http://www.forofrio.com/index.php?option=com\\_content&view=article&id=63:el-filtro-secador-prolonga-la-vida-del-compresor-&catid=9:actualidad&Itemid=54](http://www.forofrio.com/index.php?option=com_content&view=article&id=63:el-filtro-secador-prolonga-la-vida-del-compresor-&catid=9:actualidad&Itemid=54)
- [22] [http://www.frigoking.com.br/venda-pecas/public\\_html/categoria/46/produto/83](http://www.frigoking.com.br/venda-pecas/public_html/categoria/46/produto/83)

[23] Catálogo General de Productos Válvulas, Controles y Protectores del Sistema  
Latinoamérica - EMERSON

[24] Copeland Refrigeration Manual Part 4 – System Desing, Pag 18-15

[25] Copeland Refrigeration Manual Part 4 – System DesingPag 18-9



## **BIBLIOGRAFÍA**

COPELAND. Manual de Refrigeración. Documento, 1999.

HEWITT, G. T. Heat Exchanger Desing Handbook. Part 2. Fluid Mechanics and heat Transfer. USA 1998.

HEWITT, G. T. Heat Exchanger Desing Handbook. Part 5. Physical Properties. USA 1998.

HOLMAN. J.P. Transferencia de Calor. Compañía Editorial Continental, S.A. DE C.V. México, 1999

INCROPERA, F. P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta. Ed. México: Prentice Hall, 1999.

KARLEKAR, D. Transferencia de calor. 2da. Ed. México: Mc Graw-Hill, 1994.

MARSH R. Principios de la refrigeración 8va. Ed. México: Diana, 1984.

RAPIN P. Prontuario del frío. Barcelona: Técnicos Asociados, 1976.

STOPIN. P.A. Resistencia de Materiales. 3ra.ed. Editorial MIR Moscú, 2000.

TÁOBOAS TOUCEDA F. Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoniaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción. Tarragona: Universitat Rovira i Virgili, 2006

VALENZUELA M.R. Apuntes de Transferencia de Calor, Riobamba, Septiembre 2003.

YUNUS A. CENGEL. Transferencia de Calor y Masa.3ra.ed. McGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V. 2007

SHIGLEY, J. E. Diseño en Ingeniería Mecánica. 3ra. Ed. México: Mc Graw-Hill, 1990.

## **LINKOGRAFÍA**

### **TIPOS DEGENERADOR DE HIELO**

[http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=historia%20de%20hielo%20y%20sus%20aplicaciones&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDkQFjAB&url=http%3A%2F%2Fpersonales.unican.es%2Ffrenedoc%2FTrasparencias%2520WEB%2FTrasp%2520Tec%2520Frig%2F000%2520Historia%2520del%2520Fr%25C3%25ADo.pdf&ei=U4qvUdz9NZS00AHiq4H4CA&usg=AFQjCNE2-N-dOg4EllgB1ULkCMYXMML5\\_Q](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=historia%20de%20hielo%20y%20sus%20aplicaciones&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDkQFjAB&url=http%3A%2F%2Fpersonales.unican.es%2Ffrenedoc%2FTrasparencias%2520WEB%2FTrasp%2520Tec%2520Frig%2F000%2520Historia%2520del%2520Fr%25C3%25ADo.pdf&ei=U4qvUdz9NZS00AHiq4H4CA&usg=AFQjCNE2-N-dOg4EllgB1ULkCMYXMML5_Q)

2013-02-18

### **CARACTERÍSTICAS GENERADOR DE HIELO**

<http://www.cosmos.com.mx/d/tec/48lh.htm>

2013-02-19

### **SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN**

<http://www.cofrico.com/newswp/blog/sistemas-de-refrigeracion-y-consumo-energetico-en-las-fabricas-de-hielo/>

2013-02-19

### **EL HIELO Y SU FABRICACIÓN**

<http://www.cofrico.com/newswp/blog/el-hielo-y-su-fabricacion-parte-ii/>

2013-02-23

### **EL HIELO Y SU FABRICACIÓN**

<http://www.htt-ag.com/es/products/ice-bank>

2013-02-23

### **NÚMERO DE RAYLEIGH**

[http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero\\_de\\_Rayleigh](http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Rayleigh)

2013-03-01

### **CONVECCIÓN FORZADA EBULLICIÓN**

[https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat\\_Transfer\\_Predictions\\_for\\_Forced\\_Convective\\_Boiling#References](https://www.thermalfluidscentral.org/encyclopedia/index.php/Heat_Transfer_Predictions_for_Forced_Convective_Boiling#References)

2013-03-05

## **FUENTES DE ENERGÍA**

[http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap03\\_fuentes\\_de\\_energia.php#UYHKsRWHccA](http://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap03_fuentes_de_energia.php#UYHKsRWHccA).

2013-03-07

## **ADQUISICIÓN DE DATOS**

<http://wiki.gxtechnical.com/commwiki/servlet/hwiki?Usando+GeneXus+en+Sistemas+de+Adquisici%C3%B3n+de+Datos+y+Control>

2013-03-09

## **LABVIEW**

[http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=LabVIEW%2Ble%2Bda%2Bla%2Bflexibilidad%2Bde%2Bun%2Bpoderoso%2Bambiente%2Bde%2Bprogramaci%C3%B3n%2Bsin%2Bla%2Bcomplejidad%2Bde%2Blos%2Bambientes%2Btradicionales%2B&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDEQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.tracnova.com%2Ftracnova-pub%2FQu%25E9%2520es%2520LabVIEW.pdf&ei=YXG\\_UfycBaiO0gGo-IHQCw&usg=AFQjCNGWnpW2IZnbQInUSDAPpWdCGKA2TQ&bvm=bv.47883778,d.dmQ](http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=LabVIEW%2Ble%2Bda%2Bla%2Bflexibilidad%2Bde%2Bun%2Bpoderoso%2Bambiente%2Bde%2Bprogramaci%C3%B3n%2Bsin%2Bla%2Bcomplejidad%2Bde%2Blos%2Bambientes%2Btradicionales%2B&source=web&cd=2&cad=rja&ved=0CDEQFjAB&url=http%3A%2F%2Fwww.tracnova.com%2Ftracnova-pub%2FQu%25E9%2520es%2520LabVIEW.pdf&ei=YXG_UfycBaiO0gGo-IHQCw&usg=AFQjCNGWnpW2IZnbQInUSDAPpWdCGKA2TQ&bvm=bv.47883778,d.dmQ)

2013-03-12

## **CARACTERÍSTICAS REFRIGERANTE R404 A**

<http://es.wikipedia.org/wiki/R404A>

2013-03-15

## **CARACTERÍSTICAS ESPUMA DE POLIURETANO**

<http://www.eis.uva.es/~macromol/curso05-06/pu/espuma.htm>

2013-03-09